B 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr 1 • IANUARIE 1969

Cf 4
25

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

E3279

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

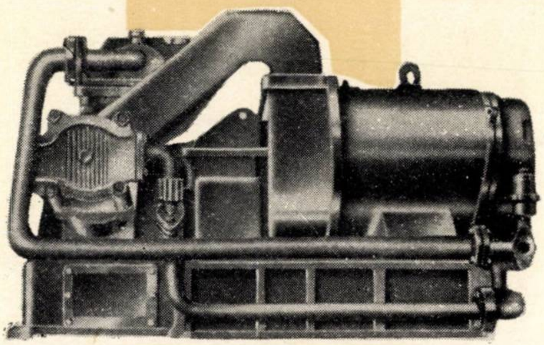
Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanţi pentru stăinătate: „AUTOTRACTOR" Bucureşti • Str. Lipscani Nr. 19

Uzina de Motoare și Compresoare

Timpuri Noi

BUCUREȘTI

execută și livrează în țară și străinătate

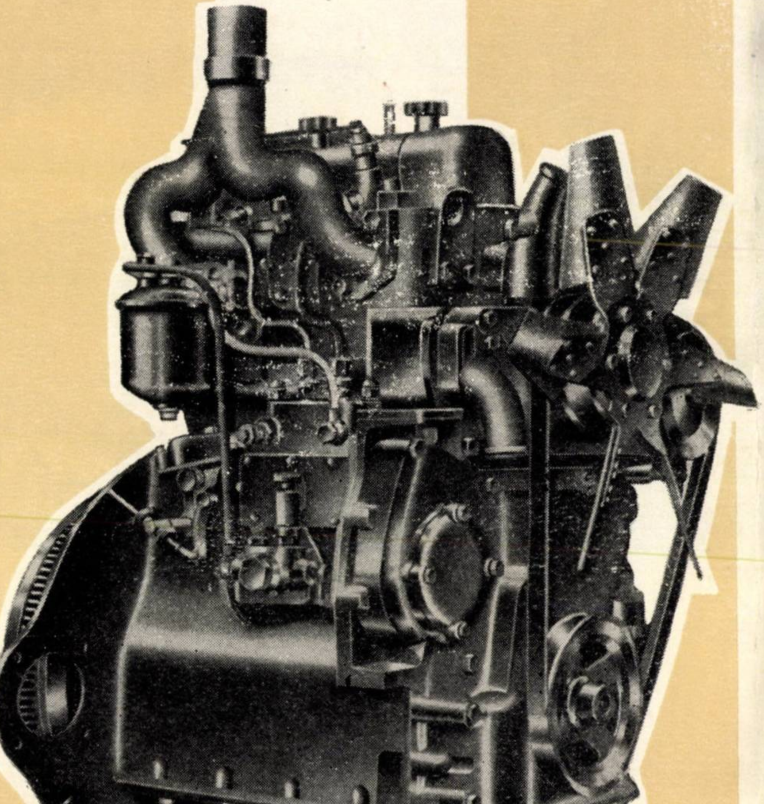


COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PÎNĂ LA 10 m^3/min ȘI PRESIUNI 4-14 kgf/cm^2 PENTRU:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNĂ LA 100 CP PENTRU:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motocare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură



PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ȘI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON

CONSULTAȚI SPECIALIȘTII UZINEI „TIMPURI NOI“

UZINA

UNIREA

CLUJ

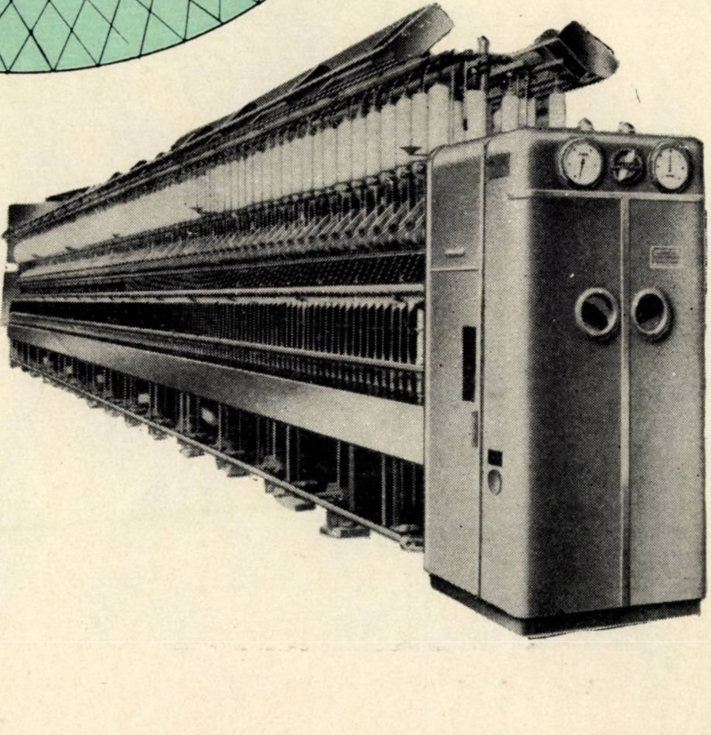
Piața 1 Mai 1–3

livrează în mod curent :

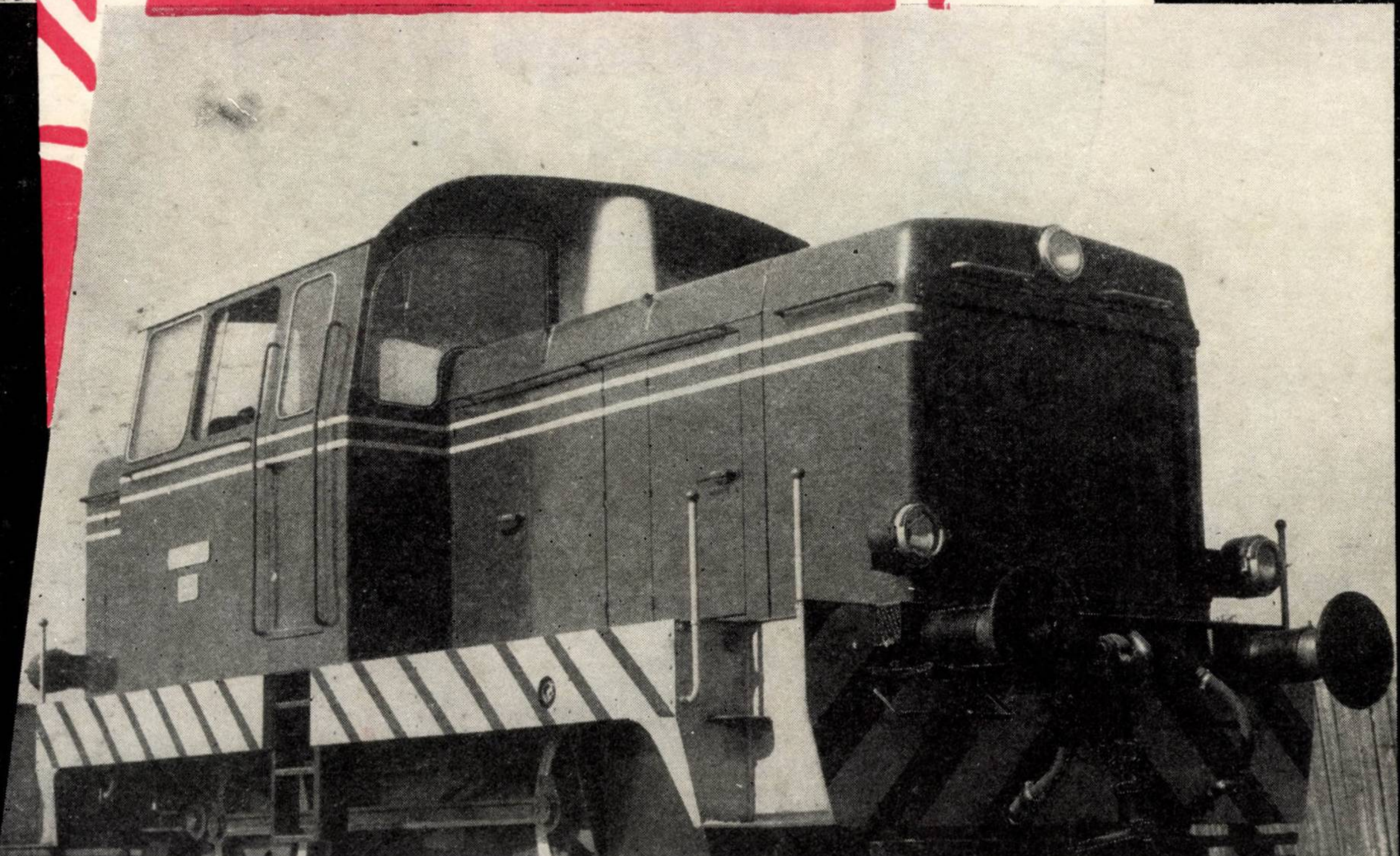
- — Războaie automate de țesut bumbac tip 24 A – 27 A; 24 A 2 – 27 A 2; 24 A 12–27 A 12
- — Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- — Carde de bumbac, tip 3C
- — Mașini de răsucit fire, tip 3R
- — Mașini de filat bumbac, tip 4FI
- — Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat, tip FBC și FBP
- — Mașini de pieptănat lînă ,tip 2PL și altele

exportă:

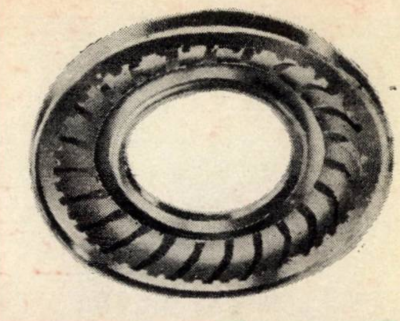
- — Războaie automate de țesut bumbac
- -- Războaie automate de țesut mătase
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat. tip FBC și FBP

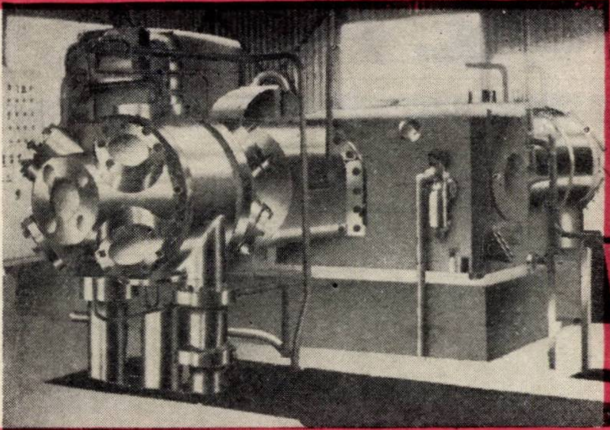


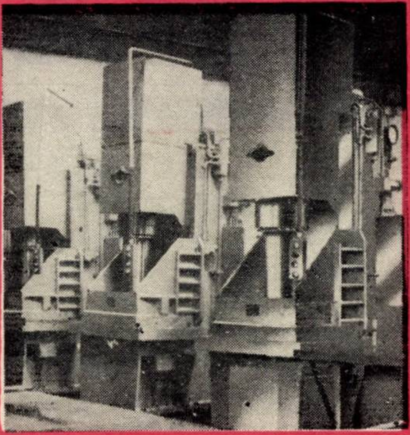
FAUR



UZINA 23 AUGUST

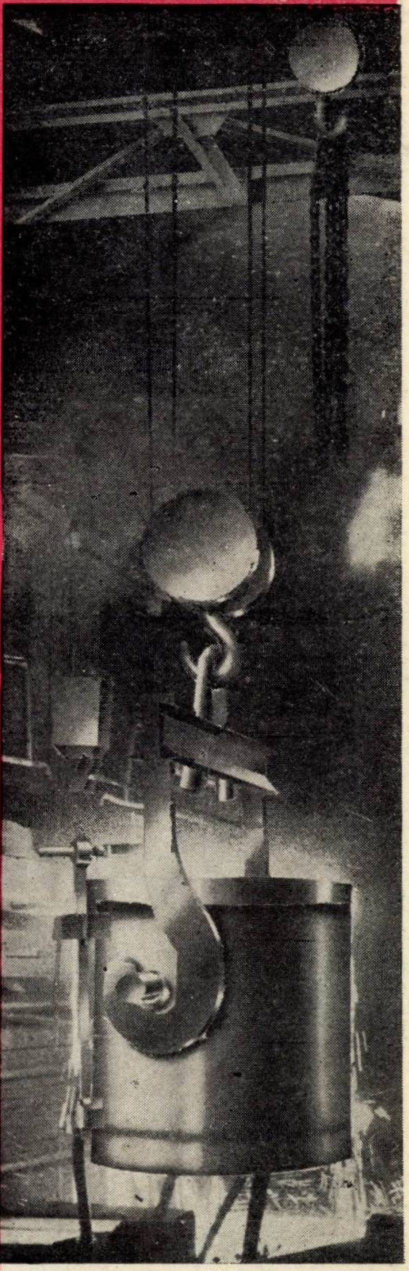






EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm şi ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP şi cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oţelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagoneţi etc.)
- Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule
- Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



INTREPRINDEREA DE PIESE
RADIO ŞI DISPOZITIVE
SEMICONDUCTOARE BĂNEASA

Str. Erou Iancu Nicolae, nr. 32, sector 2
telefon: 33.38.30 — telex 011203

IPRS
BĂNEASA

PRODUCE .

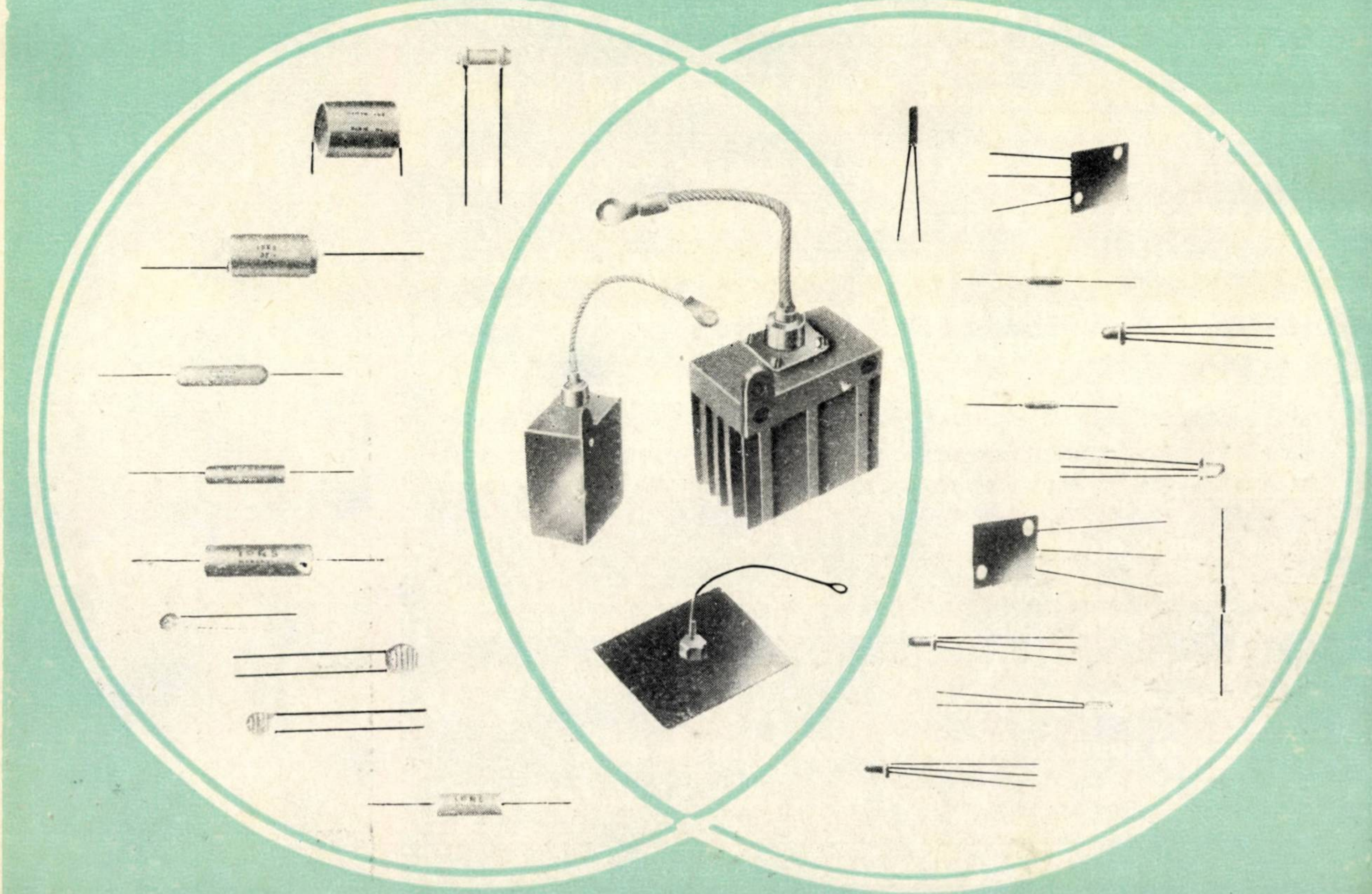
PIESE RADIO

- Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
- Rezistoare bobinate
- Termistoare
- Condensatoare cu poliester
- Condensatoare electrolitice normale
- Condensatoare electrolitice miniatură
- Condensatoare ceramice
- Condensatoare hîrtie — uz general
- Condensatoare hîrtie metalizate
- Condensatoare telefonice
- Condensatoare auto
- Condensatoare pentru tuburi fluorescente
- Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

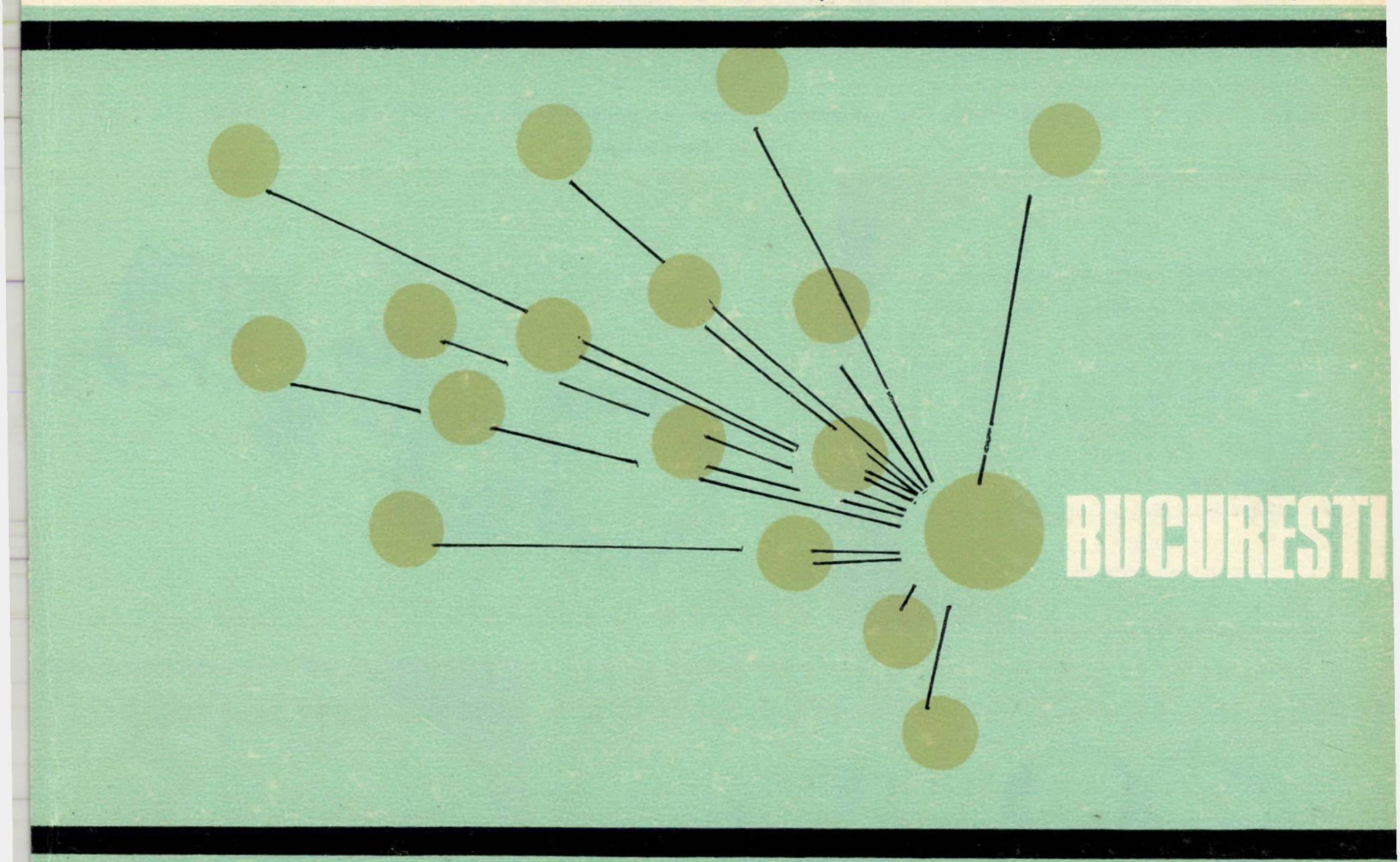
- Transistoare cu germaniu de joasă frecvenţă
  - — de mică putere
  - — de medie putere
  - — de putere
- Transistoare cu germaniu, de inaltă frecvenţă
  - — de mică putere
  - — drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere
- Fotodiode cu germaniu
- Diode redresoare cu siliciu
  - — de mică putere
  - — de putere
- Diode Zener de mică putere

PENTRU INFORMATII SUPLIMENTARE CONSULTAŢI CATALOAGELE NOASTRE

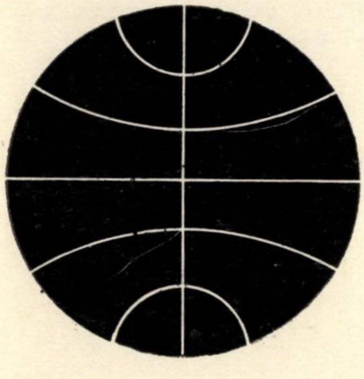


N'oubliez pas **DE RENOUVELER VOTRE ABONNEMENT À LA REVUE POUR L'ANNÉE 1969. ADRESSEZ-VOUS À CETTE FIN SOIT DIRECTEMENT À**

CARTIMEX — P.O.B. 134—135, BUCAREST/ROUMANIE,



soit aux entreprises suivantes:



BULGARIE

Raznoiznos 1
Rue Tzar Assen — SOFIA

TCHÉCOSLOVAQUIE

Artia ve Smeckach 30 — PRAGUE I

R. D. ALLEMANDE

Deutscher Buch Exp. u. Import
Leninstrasse 16, Leipzig 701.

POLOGNE

Ruch. Ul. Wilcza 46 — VARSOVIE

U.R.S.S.

Meidunarodnaia Kniga
MOSCOU — G 200

GRANDE BRETAGNE

Collet's Holdings Ltd.
Denington Industrial Estate
Wellin G 30 Rougm Northants

AUTRICHE

Globus Buchvertrieb
Salz Gries 16 — VIENNE XX

FRANCE

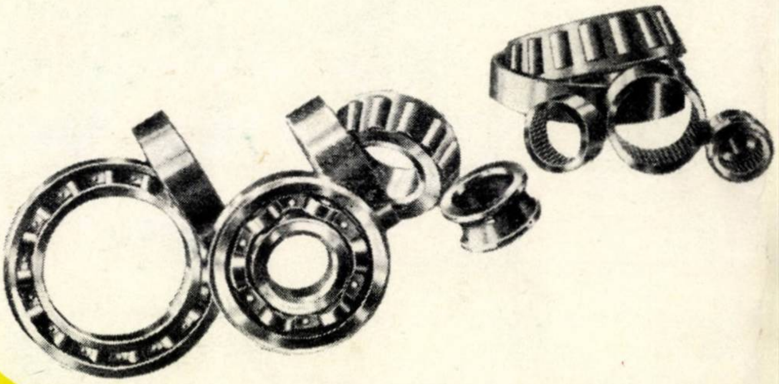
Messageries de la Presse Parisienne
111 Rue Réaumur — PARIS 2

uzina
RULMENTUL
braşov

URB, dotată cu utilaj modern şi cu personal de înaltă calificare, execută rulmenţi în condiţii tehnice excepţionale.

Uzina are o capacitate mare de producţie, care asigură livrarea rapidă a rulmenţilor de diferite tipo-dimensiuni:

— Rulmenţi radiali cu bile
— Rulmenţi cu role conice
— Rulmenţi cu ace
— Rulmenţi cu ace pentru cuplaje cardanice
— Rulmenţi cu role cilindrice pe două rînduri
— Bile
— Role ace
— Oţel de calitate superioară
— Precizie înaltă
— Funcţionare ireproşabilă



Uzina produce în aceleaşi condiţii şi:

— Semicuzineţi palier
— Semicuzineţi bielă
— Inele axiale
— Bucşe pentru arbori cu came, din tablă de oţel placat cu material antifricţiune AlSn.

URB

Uzina „RULMENTUL" Braşov
Str. 13 Decembrie nr. 96

Telefon 2.06.41 — telex 012245

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, IANUARIE, Nr. 1, 1969

CUPRINS

SEGAL, H.: Asupra forţelor dinamice din perioada de pornire a benzilor transportoare. 1

MUNTEANU, M.: Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare monomasice acţionate prin volant cu excentric. 7

HOROVITZ, B.: Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate. 14 c

GUJA, N. şi LUDIG, N.: Unele probleme privind construcţia maşinilor de rectificat plan. 21

BRETAN, D. V.: Contribuţii la calculul hidraulic al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia turbinelor hidraulice. 25

NAGY, T.: Stabilirea legilor de mişcare pentru jetul de combustibil injectat în camera de ardere a motorului Diesel. 32 c

HRELESCU, M. şi SELMEREANU, H.: Cercetări privind sudarea automată a oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan. 37 c

DRĂGHICI, GH. şi CHIRIACESCU, S.: Influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii pe faţa de aşezare a cuţitului de strung. 44 c

TÎRPE, G. şi CIORECAN, Z.: Asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile. 48

CRONICĂ 50

DOCUMENTARE 53

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

SUMAR

CZ 621.867.2.001.5

Segal, H. : **Asupra forţelor dinamice din perioada de pornire a benzilor transportoare.**

Se realizează un studiu analitic, calitativ şi cantitativ al forţelor dinamice din perioada de pornire a benzilor transportoare, considerînd vibraţiile longitudinale respective.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 1–6

CZ 621.928.23

Munteanu, M. : **Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare monomasice acţionate prin volant cu excentric.**

Se analizează comportarea dinamică a sitelor vibratoare monomasice acţionate prin volant cu excentric în regim staţionar şi nestaţionar.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 7–13

CZ 621.833.001.4

Horovitz, B. : **Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate.**

Se stabileşte metodica de aplicare la încercarea roţilor dinţate a metodei sarcinii progresive prezentîndu-se unele rezultate experimentale obţinute şi utilajul folosit în cadrul încercărilor.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 14–20

CZ 621.924.2

Guja, N. şi *Ludig, M.* : **Unele probleme privind construcţia maşinilor de rectificat plan.**

Se analizează o serie de probleme ale construcţiei maşinilor de rectificat plan, evidenţiindu-se soluţiile constructive corespunzătoare.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 21–25

CZ 621.224.001.5 : 532.51

Bretan, D. V. : **Contribuţii la calculul hidraulic al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia turbinelor hidraulice.**

Se prezintă o metodă de calcul hidraulic pentru camerele spirale de secţiune circulară ale turbinelor hidraulice, bazată pe stabilirea relaţiilor exacte pentru diferitele zone ale carcasei, în condiţiile scurgerii ideale axial—simetrică.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 25–31

CZ 621.436.511

Nagy, T. : **Stabilirea legilor de mişcare pentru jetul de combustibil injectat în camera de ardere a motorului Diesel.**

Se stabilesc ecuaţiile caracteristice pentru legile de mişcare a jetului de combustibil în motoarele Diesel.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 32–37

CZ 621.791.75 :669.15'74–194.2

Hrelescu, M. şi *Selmereanu, H.* : **Cercetări privind sudarea automată a oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan.**

Se trec în revistă diferitele oţeluri cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan, evidenţiindu-se rezultatele încercărilor efectuate pentru sudarea lor automată.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 37–43

CZ 621.941.025.539.538.621.891

Drăghici, Gh. şi *Chiriacescu, S.* : **Influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii pe faţa de aşezare a cuţitului de strung.**

Se prezintă rezultatele încercărilor făcute pentru micşorarea uzurii cuţitelor de strung prin utilizarea ungerii cu bisulfură de molibden fabricată în ţară.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 44–48

CZ.621.941.025.1

Tîrpe, Gh. şi *Ciorecan, Z.* : **Asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile.**

Se evidenţiază rezultatele încercărilor efectuate la uzina „Electroputere" — Craiova asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 48–50

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon: redactor şef 149027, secretar general de redacţie 139087. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi—difuzare. Telefon: 162170/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România — Filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul: Întreprinderea Poligrafică „Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu, nr. 23—25, c. 6039.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.867.2.001.5
Сегал, Х.: **О динамических силах в период пуска транспортерных лент.**

Проведено аналитическое, качественное и количественное исследование динамических сил в период пуска транспортерных лент, с учетом соответствующих продольных вибраций.
Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 1, стр. 1–6

ДК 621.928.23
Мунтяну, М.: **К вопросу динамики мономассовых вибрационных сит, приводимых в действие посредством маховика с эксцентриком.**

Анализуется динамическое поведение мономассовых вибрационных сит, приводимых в действие посредством маховика с эксцентриком в установившемся и неустановившемся режиме.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, стр. 7–13

ДК 621.833.001.4
Горовиц, Б.: **Применение метода прогрессивной нагрузки при испытании шестерен.**

Устанавливается методика применения при испытании шестерен, метода прогрессивной нагрузки и излагаются некоторые экспериментальные результаты и оборудование, использованное в рамках испытаний.
Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 1, стр. 14–20

ДК 621.924.2
Гужа, Н. и *Лудиг, М.:* **Некоторые вопросы в связи с конструкцией плоскошлифовальных станков.**

Рассматривается ряд вопросов, касающихся конструкций плоскошлифовальных станков, подчеркиструкций плоскошлифовальных станков, подчеркивая соответствующие конструктивные решения.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, стр. 21–25

ДК 621.224.001.5 : 532.51
Бретан, Д. В.: **Гидравлический расчет спиральных камер круглого сечения, применяемых в конструкции гидравлических турбин.**

Описывается метод гидравлического расчета спиральных камер круглого сечения в гидравлических трубинах, основывающийся на установлении точных соотношений для различных зон каркаса, в условиях правильного симметрическо-осевого слива.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, стр. 25–31

ДК 621.436.511
Наги, Т.: **Установление законов движения для струи топлива, поступающего в камеру сгорания дизельного двигателя.**

Устанавливаются уравнения, характерные для законов движения струи топлива в дизельных двигателях.
Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 1 стр. 32–37

ДК 621.791.75 : 669.15'74 – 194.2
Хрелеску, М. и *Селмеряну, Х.:* **Исследование автоматической сварки стали повышенной прочности, малолегированной с марганцем.**

Проводится обзор разных типов стали повышенной прочности, малолегированной с марганцем, и излагаются результаты испытаний, проведенных в связи с их автоматической сваркой.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, стр. 37–43

ДК 621.941.025 : 539.538 : 621.891
Дрэгичь, Г. и *Кириаческу, С.:* **Влияние смазки бисульфидом молибдена на износ передней грани токарных резцов.**

Излагаются результаты испытаний, проведенных для уменьшения износа токарных резцов путем применения смазки бисульфидом молибдена румынского производства.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1, стр. 44–48

ДК 621.941.025.1
Тырпе, Г. и *Чиорекан, З.:* **Об эффективности токарных станков со сьемными резцами.**

Изложены результаты испытаний, проведенных на заводе ,,Электропутере'' — Крайова, относительно эффективности токарных станков со сьемными резцами.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 1. стр. 48–50

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.867.2.001.5
Segal, H. : **Über die dynamischen Kräfte während des Ingangsetzens der Förderbänder.**

Der Verfasser analysiert vom qualitativen und quantitativen Standpunkt die dynamischen Kräfte während des Ingangsetzens der Förderbänder und in vorranginger Weise die betreffenden Längstschwingungen des Bandes.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H.1., S. 1–6

DK 621.928.23
Munteanu, M. : **Einige Probleme der Dynamik der Einmassen-Rüttelsiebe mit Exzenterscheibenantrieb.**

Es wird das dynamische Verhalten der durch Exzenterscheiben angetriebenen Einmassen-Rüttelsiebe in stationärem und nichtstationärem Betrieb analysiert.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 7–13

DK 621.833.001.4
Horovitz, B. : **Anwendung des Verfahrens der zunehmenden Belastung bei der Testung der Zahnräder.**

Es wird die Anwendungsweise des Verfahrens der zunehmenden Belastung bei der Testung der Zahnräder festgelegt und einige Versuchsergebnisse und die zur Testung verwendeten Anlagen dargelegt.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H.1, S. 14–20

DK 621.924.2
Guja, N. und *Ludig, M.* : **Einige Probleme in bezug auf den Bau der Flächenschleifmaschinen.**

Es werden eine Reihe von Problemen beim Bau der Flächenschleifmaschinen erörtert und die entsprechenden Konstruktionslösungen dargelegt.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 21–25

DK.621.224.001.5 : 532.51
Bretan, D. V. : **Beiträge zur hydraulischen Berechnung der Spiralenkammern mit kreisförmigen Durchschnitt, die beim Bau der Wasserturbinen verwendet werden.**

Es wird ein Verfahren der hydraulischen Berechnung für die Turbinenspiralen mit kreisförmigen Durchschnitt dargelegt, das auf der Bestimmung der genauen Relationen für die verschiedenen Gehäuseabschnitte unter den Bedingungen eines idealen axialsymetrischen Durchflusses beruht.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 25–31

DK 621.436.511
Nagy, T. : **Bestimmung der Bewegungsgesetze für den in die Verbrennungskammer des Dieselmotors eingespritzten Treibstoffstrahl.**

Es werden die charakteristischen Gleichungen für die Bewegungsgesetze des Treibstoffstrahls in den Dieselmotoren bestimmt.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H.1., S. 32–37

DK 621.791.75 : 669.15' 74 – 194.2
Hrelescu, M. und *Selmereanu, H.* : **Untersuchungen in bezug auf das Automatschweissen der mit Mangan schwachlegiertem Stähle von erhöhter Festigkeit.**

Es werden verschiedene, mit Mangan schwach legierte Stähle von erhöhter Festigkeit angeführt und die Ergebnisse der Versuche des automatischen Schweissens dieser Stähle dargelegt.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 37–43

DK 621.941.025 : 539.538 : 621.891
Drăghici, Gh. und *Chiriacescu, S.* : **Einfluss der Schmierung mit Molybdänbisulfid auf den Verschleiss der Ansatzfläche des Drehstahls.**

Es werden Versuchsergebnisse im Hinblick auf die Verminderung des Verschleisses der Drehstähle dargelegt, die durch die Schmierung mit dem im Lande erzeugten Molybdänbisulfid erzielt werden kann.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 44–48

DK 621.941.025.1
Tîrpe Gh. und *Ciorecan, Z.* : **Über die Wirksamkeit der Drehstähle mit verstellbaren Hartmetallplättchen.**

Die Verfasser beschreiben die Versuchsergebnisse, die im ,,Electroputere'' — Werk von Craiova in bezug auf die Wirksamkeit der Drehstähle mit verstellbaren Hartmetallplättchen vorgenommen wurden.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 1, S. 48–50

CONTENTS

DC 621.867.2.001.5

Segal, H. : **About the dynamic forces in the starting period of the conveying belts.**

An analytic qualitative and quantitative study of the dynamic forces in the starting period of the conveying belts is carried out, considering the respective longitudinal vibrations.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr 1, p. 1—6

DC 621.928.23

Munteanu, M. : **Some problems of the dynamics of the vibrating monomassic screens driven by means of flywheel with eccentric.**

The paper analyses the dynamic behaviour of the vibrating monomassic screens driven by means of flywheel with eccentric in stationary and unstationary regime.

Constructia de Maşini 21 (1969), n . 1, p. 7—13

DC 621.833.001.4

Horovitz, B. : **The application of the method of the progressive load in the testing of the toothed wheels.**

In the paper is established the manner of applying the method of progressive load in the test of toothed wheels and some experimental achieved results and the equipment used during the tests are presented.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 14—20

DC 621.924.2

Guja, N. and *Ludig, M.* : **Some problems concerning the construction of the grinding machines.**

Some problems of the construction of the grinding machines are analysed and the respective constructive solutions are pointed out.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 21—25

DC 621.224.001.5 :532.51

Bretan, D. V. : **Contributions to the hydraulic calculus of the spiral chambers with circular section used in the building of the hydraulic turbines.**

The paper presents a method of the hydraulic calculus for the spiral chambers with circular section of hydraulic turbines, based on the establishment of the exact relations for the several zones of the housing in the conditions of the axial symmetrical ideal flowing.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 25—31

DC 621.436.511

Nagy, T. : **Determining the motion of the fuel jet injected in the combustion chamber of the Diesel engine.**

The characteristic equations for the motion laws of the fuel jet in the Diesel engines are established.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 32—37

DC 621.791.75 : 669.15' 74—194—2

Hrelescu, M. and *Selmereanu, H.* : **Researches concerning the automatic welding of steels with increased resistance, slightly alloyed with manganese.**

The various steels with increased resistance slightly alloyed with manganese are studied and the results of the tests carried out for their automatic welding are pointed out.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 37—43

DC 621.941.025 : 539.538 :621.891

Drăghici, Gh. and *Chiriacescu, S.* : **The influence of greasing with molybdenum bisulphide on the wear of the seating side of the lathe tool.**

The results of tests for the reduction of the wear of lathe tools by greasing with molybdenum bisulphide, made in the country, are presented.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 44—48

DC 621.941.025.1

Tîrpe, Gh. and *Ciorecan, Z.* : **About the efficiency of lathe tools with removable plates.**

The results of the tests carried out in the plant ,,Electroputere" — Craiova on the efficiency of lathe tools with removable plates are pointed out.

Constructia de Maşini 21 (1969), nr. 1, p. 48—50

SOMMAIRE

CD 621.867.2 001.5

Segal, H. : **Sur les forces dynamiques de la période de démarrage des bandes transporteuses.**

On effectue un examen analytique, qualitatif et quantitatif, des forces dynamiques de la période de démarrage des bandes transporteuses, en tenant compte des vibrations longitudinales respectives.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 1—6

CD 621.928.23

Munteanu, M. : **Quelques problèmes de la dynamique des tamis vibrants monomassiques commandés par un volant à excentrique.**

L'auteur analyse le comportement dynamique des tamis vibrants monomassiques commandés par un volant à excentrique, en régime stationnaire et non stationnaire.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 7—13

CD 621.833.001.4

Horovitz, B. : **L'application de la méthode de la charge progressive lors de l'essai des roues dentées.**

On établit la méthode de l'application, lors de l'essai des roues dentées, de la charge progressive, en présentant plusieurs résultats des expériences ainsi que l'outillage utilisé dans les essais.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 14—20

CD 621.924.2

Guja, N. et *Ludig, M.* : **Quelques problèmes de la construction des machines à rectifier les surfaces planes.**

On étudie plusieurs problèmes de la construction des machines à rectifier les surfaces planes et on explique les solutions constructives respectives.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 21—25

CD 621.224.001.5 :532.51

Bretan, D. V. : **Contributions au calcul hydraulique des chambres spirales à section circulaire, utilisées dans la construction des turbines hydrauliques.**

On présente une méthode de calcul hydraulique pour les chambres spirales à section circulaire des turbines hydrauliques basée sur l'établissement de relations mathématiques exactes pour les différentes zones de la carcasse, dans les conditions de l'écoulement idéal axial-symétrique.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 25—31

CD 621.436.511

Nagy, T. : **L'établissement des lois de mouvement pour le jet de combustible injecté dans la chambre de combustion du moteur Diesel.**

On précise les équations caractéristiques pour les lois de mouvement du jet de combustible dans les moteurs Diesel.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 32—37

CD 621.791.75 : 669.15'74 — 194.2

Hrelescu, M. et *Selmereanu, H.* : **Recherches sur le soudage automatique des aciers à résistance accrue, à faible teneur en mangane.**

On passe en revue les aciers à résistance accrue, à faible teneur en mangane, et on indique les résultats des essais exécutés pour leur soudage automatique.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 37—43

CD 621.941.025 : 539.538 : 621.891

Drăghici, Gh. et *Chiriacescu, S.* : **L'influence du graissage au bisulfure de molybdène sur l'usure des outils à charioter.**

Les auteurs exposent les résultats des essais effectués dans le but de diminuer l'usure des outils à charioter en employant le graissage au bisulfure de molybdène préparé en Roumanie.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 44—48

CD 621.941.025.1

Tîrpe, Gh. et *Ciorecan, Z.* : **Sur l'efficacité des outils à charioter à plaquettes amovibles.**

On donne les résultats obtenus à l'usine ,,Electroputere" de Craïova en ce qui concerne l'efficacité des outils à charioter à plaquettes amovibles.

Constructia de Maşini 21 (1969), no. 1, p. 48—50

CZ 621.867.2.001.5

indulcas

Asupra forțelor dinamice din perioada de pornire a benzilor transportoare

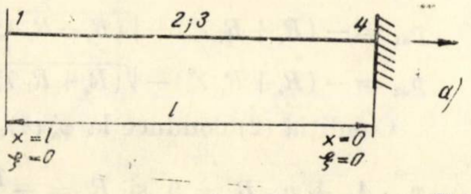
Hugo SEGAL

O bandă transportoare fiind un corp de lungime mare față de dimensiunile transversale și dotat cu o anumită elasticitate și amortizare, capătă în momentul pornirii o vibrație longitudinală care dă naștere unor forțe dinamice. Cunoașterea acestor forțe este importantă pentru dimensionarea benzii, însă întrucît determinarea lor prin calcul este legată de o serie de dificultăți [7] s-a preferat pînă acum, în general, să se țină seama de ele prin mărirea pînă la 10 — 15 a coeficientului de siguranță al benzii.

La pornirea benzii apare o vibrație în regim tranzitoriu, vibrația fiind amorsată de apariția bruscă a unei deplasări a capătului acționat al benzii. Se știe [1] că într-un astfel de caz apare la început o amplitudine mare ce se micșorează treptat prin amortizare, pînă ce sistemul trece în starea de regim. Dificultatea problemei constă tocmai în determinarea acestei prime amplitudini.

Dat fiind interesul pentru aplicarea practică, problema a fost atacată de diferiți autori, mai întîi de către Coeuillet în Franța în 1955 [8], ale cărui rezultate au fost criticate de către Oehmen în R.F.G. [9]. O altă rezolvare a fost dată în U.R.S.S. de Karbasov [4], care ajunge la rezultatul — infirmat de constatările practice — că vibrația inițială ar fi aperiodică la benzile cu lungime mai mare de 100 m.

În cele ce urmează se indică o metodă de rezolvare pe cale analitică, cu aplicarea unui procedeu cunoscut din mecanica firelor vibrante [5], [6] metodă ce permite să se deducă și mijloacele pentru combaterea acestor vibrații.



Aplicarea acestei metode, fără o complicare excesivă a calculului, este posibilă dacă se introduc unele ipoteze simplificatoare.

Astfel, se consideră ca model mecanic al benzii vibrante o bară încastrată la un capăt și liberă la celălalt capăt, cu lungimea egală cu dublul lungimii transportorului : $l=2l_1$ (fig. 1,*a*) ; se consideră deci că vibrația se propagă fără variație dincolo de toba 2—3 și se neglijează efectul greutăților de întindere. Admiterea acestui model simplificat apare justificată în urma măsurărilor făcute de P. Vierling și A. Matting [2].

Se mai admite o repartizare uniformă a masei pe toată lungimea 1—4, luînd deci o medie a maselor distribuite pe ramura superioară și inferioară. Această ipoteză de calcul este foarte apropiată de realitate la o bandă neîncărcată, cu întinderea prin șurub la toba finală sau prin contragreutate situată pe ramura inferioară lîngă toba de acționare (fig. 1,*b*). Aproximarea este mai mare dacă este vorba de o bandă întinsă prin contragreutate la toba finală, sau în cazul pornirii benzii cu ramura superioară încărcată. În aceste din urmă cazuri, rezultatele calculate pot prezenta abateri pînă la ± 15% față de rezultatele măsurate. Abateri de acest ordin sînt de altfel admisibile, dat fiind că este vorba de un material organic neomogen (carcasa de bumbac a benzii).

Se consideră apoi că la timpul $t = 0$ punctul *4* al benzii capătă brusc o accelerație j, care se presupune constantă pînă în momentul $t = t_r$ cînd electromotorul atinge turația de regim. Caracterul aproape constant al accelerației în perioada de pornire a fost observat prin măsurări experimentale [3]. Situația de încastrare în punctul *4* rezultă din valoarea foarte mare a maselor rotative din motor și reductor, reduse în acest punct, din cauză că se înmulțesc cu pătratul raportului de transmitere.

În aceste condiții, notînd cu y deplasarea unui punct oarecare x al benzii (fig. 2), caracterizat prin variabila adimensională $\xi = \frac{x}{l}$, rezultă următoarele condiții inițiale și de limită (ξ este crescător de la punctul *4* la *1*) :

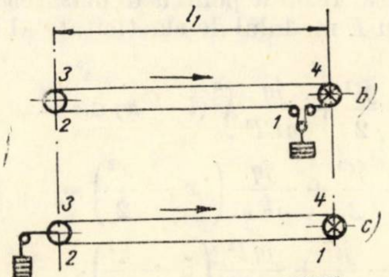


Fig. 1

$$\text{pentru } x = 0 \;\; (\xi = 0) \quad \begin{cases} \dfrac{\partial y}{\partial t} = 0 \text{ la } t = 0 \\ \dfrac{\partial y}{\partial t} = -jt \text{ cînd } 0 < t \leqslant t_r \\ \dfrac{\partial y}{\partial t} = -jt_r \text{ dacă } t > t_r \end{cases} \tag{1}$$

Pentru $x = l\ (\xi = 1)$, $\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{1}{l} \cdot \frac{\partial y}{\partial \xi} = 0$ deoarece forţa din punctul x al benzii este $P_x = EF \frac{\partial y}{\partial x}$ şi această forţă trebuie să fie nulă la $x = l$.

La $t = 0$ rezultă pentru orice x:

$$y = 0 \text{ şi } \frac{\partial y}{\partial t} = 0. \tag{2}$$

Deplasarea y a unui punct x al benzii constă din două componente şi anume:

$$y = y_s + y_d, \tag{3}$$

în care y_s este componenta statică datorită acceleraţiei constante, iar y_d este componenta dinamică datorită vibraţiei iniţiate de apariţia bruscă a acceleraţiei.

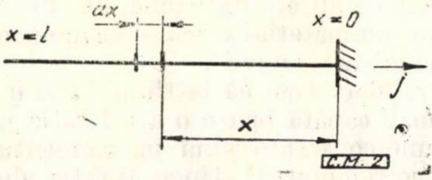


Fig. 2

Deplasarea statică a elementului dx cu coordonata x este influenţată de forţa $\frac{jq}{gF}(l - x)$, adică de forţa de inerţie a bucăţii de bandă $(l - x)$; s-a notat cu q greutatea pe unitatea de lungime a benzii şi cu F secţiunea benzii; g = acceleraţia pămîntească (fig. 2).

În consecinţă, rezultă pentru deplasarea statică, notînd cu E modulul de elasticitate al benzii:

$$\begin{aligned} y_s &= -\frac{jt^2}{2} + \frac{jq}{gEF}\int_0^x (l - x)\,\mathrm{d}x = \\ &= -\frac{jt^2}{2} + \frac{jq}{gEF}\left(lx - \frac{x^2}{2}\right) = \\ &= -\frac{jt^2}{2} + \frac{jq\,l^2}{gEF}\left(\xi - \frac{\xi^2}{2}\right). \end{aligned} \tag{4}$$

Deplasarea dinamică y_d este dată de ecuaţia diferenţială a vibraţiei longitudinale [5]:

$$\frac{\partial^2 y_d}{\partial t^2} - \frac{a^2}{l^2} \cdot \frac{\partial^2 y_d}{\partial \xi^2} - \frac{\rho_i}{l^2} \cdot \frac{\partial^3 y_d}{\partial \xi^2 \partial t} + \rho_e \frac{\partial y_d}{\partial t} = 0, \tag{5}$$

în care: a este viteza de propagare a undei;

ρ_i — factorul de amortizare internă a materialului benzii;

ρ_e — factorul de amortizare externă, provenit din rezistenţa de deplasare a benzii pe rolele de sprijin. Ambele amortizări se consideră proporţionale cu viteza de deplasare.

Se ştie că vibraţia longitudinală a unei bare ca cea din figura 2 poate fi exprimată prin expresia generală:

$$y_d = \sin \frac{(2n - 1)\pi}{2} \xi \cdot \varphi_n(t) = \sin \lambda_n \xi \cdot \varphi_n(t), \tag{6}$$

în care $n = 1, 2, 3 \ldots \infty$ este ordinul vibraţiei, iar $\varphi_n(t)$ o funcţie de timp ce urmează a fi determinată.

Introducînd expresia (6) în ecuaţia (5) se obţine:

$$\ddot{\varphi}_n + \left(\frac{\rho_i}{l^2}\lambda_n^2 + \rho_e\right)\dot{\varphi}_n + \frac{a^2}{l^2}\lambda_n^2 \varphi_n = 0. \tag{7}$$

Pentru generalizare se introduce [5] şi în locul lui t o variabilă adimensională τ definită prin relaţia:

$$\tau = \frac{a}{l} t. \tag{8}$$

Ecuaţia (7) capătă astfel forma:

$$\varphi_n'' + \left(\frac{\rho_i}{la}\lambda_n^2 + \rho_e \frac{l}{a}\right)\varphi_n' + \lambda_n^2 \varphi_n = 0. \tag{9}$$

Dacă factorii de amortizare se înlocuiesc şi ei prin expresiile adimensionale ale amortizărilor:

$$\frac{\rho_i}{la} = 2R_i \text{ şi } \rho_e \frac{l}{a} = 2R_e, \tag{10}$$

ecuaţia (9) capătă forma:

$$\varphi_n'' + 2(R_e + R_i \lambda_n^2)\varphi_n' + \lambda_n^2 \varphi_n = 0, \tag{11}$$

care va da pe φ_n şi anume:

$$\varphi_n(\tau) = A_n e^{p_{n1}\tau} + B_n e^{p_{n2}\tau}; \tag{12}$$

$$p_{n1} = -(R_e + R_i \lambda_n^2) + \sqrt{(R_e + R_i \lambda_n^2)^2 - \lambda_n^2}; \tag{13}$$

$$p_{n2} = -(R_e + R_i \lambda_n^2) - \sqrt{(R_e + R_i \lambda_n^2) - \lambda_n^2}. \tag{14}$$

Condiţia (2) conduce la $\varphi_n'(\tau)_{\tau=0} = 0$ şi deci:

$$p_{n1} \cdot A_n + p_{n2} B_n = 0 \text{ şi } B_n = -\frac{p_{n1}}{p_{n2}} A_n. \tag{15}$$

O soluţie particulară care îndeplineşte condiţia (2) este deci:

$$y_d = \frac{A_n}{p_{n2}}(p_{n2} e^{p_{n1}\tau} - p_{n1} e^{p_{n2}\tau}) \sin \lambda_n \xi \tag{16}$$

şi, aplicînd ecuaţiile (3), (4) şi (8), se obţine:

$$\begin{aligned} y = &-\frac{jl^2}{2a^2}\tau^2 + \frac{jq\,l^2}{gEF}\left(\xi - \frac{\xi^2}{2}\right) + \\ &+ \sum_1^\infty \frac{A_n}{p_{n2}}(p_{n2} e^{p_{n1}\tau} - p_{n1} e^{p_{n2}\tau}) \sin \lambda_n \xi. \end{aligned} \tag{17}$$

Această ecuație îndeplinește condițiile (1); pentru a îndeplini și condițiile (2) trebuie ales A_n astfel ca:

$$\frac{jq\,l^2}{gEF}\left(\xi-\frac{\xi^2}{2}\right)+\sum_1^\infty\frac{A_n}{p_{n2}}(p_{n2}-p_{n1})\sin\lambda_n\xi=0. \tag{18}$$

Notînd pentru prescurtare $\frac{jq\,l^2}{gEF}=\beta$ ecuația (18) devine:

$$\sum_1^\infty\frac{A_n}{p_{n2}}(p_{n2}-p_{n1})\sin\lambda_n\xi=\beta\frac{\xi^2}{2}-\beta\xi. \tag{19}$$

Dacă se înmulțesc ambii termeni cu $\sin\lambda_m\xi\,d\xi$ și se integrează în domeniul de la $\xi=0$ la $\xi=1$, în suma din membrul stîng toate integralele cu indici $m\neq n$ vor fi nule din cauza ortogonalității funcției $\sin\lambda_n\xi$ [5], astfel că în ecuația (19) dispare simbolul Σ și se obține:

$$\frac{A_n}{p_{n2}}(p_{n2}-p_{n1})\int_0^1\sin^2\lambda_n\xi\,d\xi=$$

$$=\frac{\beta}{2}\int_0^1\xi^2\sin\lambda_n\xi\,d\xi-\beta\int_0^1\xi\sin\lambda_n\xi\,d\xi, \tag{20}$$

ceea ce conduce la:

$$A_n=\frac{2\beta}{\lambda_n^3}\cdot\frac{p_{n2}}{p_{n1}-p_{n2}} \tag{21}$$

și la valoarea căutată a deplasării:

$$y=-\frac{jl^2}{2a^2}\tau^2+\frac{jq\,l^2}{gEF}\left[\xi-\frac{\xi^2}{2}+\right.$$

$$\left.+2\sum_1^\infty\left(\frac{p_{n2}\,e^{p_{n1}\tau}-p_{n1}\,e^{p_{n2}\tau}}{p_{n1}-p_{n2}}\right)\frac{\sin\lambda_n\xi}{\lambda_n^3}\right]. \tag{22}$$

Din (18), (19) și (21) mai rezultă și:

$$y=-\frac{jl^2}{2a^2}\tau^2+\frac{2jq\,l^2}{gEF}\sum_1^\infty\left(1+\right.$$

$$\left.+\frac{p_{n2}\,e^{p_{n1}\tau}-p_{n1}\,e^{p_{n2}\tau}}{p_{n1}-p_{n2}}\right)\frac{\sin\lambda_n\xi}{\lambda_n^3}. \tag{23}$$

Sub forma (23), ecuația lui y îndeplinește toate condițiile inițiale și de limită (1) și (2).

Scriind ecuațiile (13) și (14) sub forma:

$$p_{n1}=-(R_e+R_i\lambda_n^2)+i\sqrt{\lambda_n^2-(R_e+R_i\lambda_n^2)^2}=$$

$$=-\alpha_n+i\,\delta_n; \tag{24}$$

$$p_{n2}=-(R_e+R_i\lambda_n^2)-i\sqrt{\lambda_n^2-(R_e+R_i\lambda_n^2)^2}=$$

$$=-\alpha_n-i\,\delta_n; \tag{25}$$

$$p_{n1}-p_{n2}=2i\,\delta_n, \tag{26}$$

se poate trece de la expresiile complexe la funcțiile trigonometrice și se obține:

$$\frac{p_{n2}\,e^{p_{n1}\tau}-p_{n1}\,e^{p_{n2}\tau}}{2i\,\delta_n}=$$

$$=-e^{-\alpha_n\tau}\left(\cos\delta_n\tau+\frac{\alpha_n}{\delta_n}\sin\delta_n\tau\right) \tag{27}$$

și deci ecuația (22) devine:

$$y=-\frac{jl^2}{2a^2}\tau^2+\frac{jq\,l^2}{gEF}\left[\xi-\frac{\xi^2}{2}-\right.$$

$$\left.-2\sum_1^\infty e^{-\alpha_n\tau}\left(\cos\delta_n\tau+\frac{\alpha_n}{\delta_n}\sin\delta_n\tau\right)\frac{\sin\lambda_n\xi}{\lambda_n^3}\right]. \tag{28}$$

De aici rezultă forța dinamică:

$$P_{din}=\frac{EF}{l}\cdot\frac{\partial y}{\partial\xi}=\frac{jql}{g}\left[1-\xi-\right.$$

$$\left.-2\sum_1^\infty e^{-\alpha_n\tau}\left(\cos\delta_n\tau+\frac{\alpha_n}{\delta_n}\sin\delta_n\tau\right)\frac{\cos\lambda_n\xi}{\lambda_n^2}\right], \tag{29}$$

iar forța dinamică maximă, în punctul de contact cu toba de acționare:

$$P_{\substack{din\cdot max\\ \xi=0}}=\frac{jql}{g}\left[1-2\sum_1^\infty e^{-\alpha_n\tau}\left(\cos\delta_n\tau+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{\alpha_n}{\delta_n}\sin\delta_n\tau\right)\frac{1}{\lambda_n^2}\right]. \tag{30}$$

Pentru aplicarea practică a formulelor (28), (29) și (30) trebuie să se considere caracteristicile constructive ale transportorului respectiv.

Spre a putea face o comparație cu rezultatele obținute pe cale experimentală, se va considera un transportor tip KLS — 1200 (U.R.S.S.), asupra căruia au fost făcute măsurări amănunțite în exploatare, rezultatele fiind publicate în lucrarea [3]. Transportorul este de tipul reprezentat schematic în figura 1, *b*. Caracteristicile constructive ale acestui transportor sînt următoarele [3]:

— lățimea benzii transportoare

$$B=120\text{ cm},$$

— lungimea desfășurată a benzii

$$l=564\text{ m},$$

— numărul inserțiilor de țesătură de bumbac

$$i=6,$$

— greutatea pe metru liniar a benzii (inclusiv masa rotativă a rolelor de sprijin redusă la periferia lor) — media pe cele două ramuri ale benzii (42 + 74) : 2

$$q=\gamma F=58\text{ kgf/m},$$

— factorul de amortizare internă, raportat la 1 cm lăţime de inserţie

$$\rho_{i1}^* = 7{,}2 \text{ kgf.s/cm},$$

— viteza de regim a benzii

$$v = 1{,}85 \text{ m/s},$$

— rezistenţa specifică de înaintare a benzii la viteza de regim

$$w = 0{,}03 \text{ kgf/kgf},$$

— acceleraţia la pornire, în stare neîncărcată 1,85 : 0,7

$$j_1 = 2{,}65 \text{ m/s}^2,$$

— acceleraţia la pornire în stare încărcată, 1,85 : 0,95

$$j_2 = 1{,}95 \text{ m/s}^2,$$

— viteza de propagare a undei de vibraţie, calculată pentru banda neîncărcată: în ramura inferioară 410 m/s, în ramura superioară 308 m/s, în medie ponderată

$$a = 352 \text{ m/s}.$$

În aceste condiţii, ţinînd seamă de relaţiile deduse în [5], rezultă următoarele valori ale factorilor de amortizare:
amortizarea internă:

$$\rho_i^* = \rho_{i1}^* \cdot B \cdot i = 7{,}2 \cdot 120 \cdot 6 = 5200 \text{ kgf.s};$$

$$\rho_i = \frac{\rho_i^* g}{\gamma F} = \frac{5200 \cdot 9{,}81}{58} = 880 \text{ m}^2/\text{s}; \qquad (30\,a)$$

$$R_i = \frac{\rho_i}{2la} = \frac{880}{2 \cdot 564 \cdot 352} = 0{,}0022 \text{ (adimensional)};$$

amortizarea externă:

$$\rho_e^* = \frac{\gamma F \cdot w}{v} = \frac{58 \cdot 0{,}03}{1{,}85} = 0{,}94 \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2;$$

$$\rho_e = \frac{\rho_e^* \cdot g}{\gamma F} = \frac{0{,}94 \cdot 9{,}81}{58} = 0{,}16 \text{ s}^{-1}; \qquad (30\,b)$$

$$R_e = \frac{\rho_e \cdot l}{2a} = \frac{0{,}16 \cdot 564}{2 \cdot 352} = 0{,}114 \text{ (adimensional)}.$$

Considerînd vibraţiile de ordinu $n = 1$, 2, 3 şi 4 rezultă valorile lui α_n şi δ_n^1 (tabela 1) din ecuaţiile (24) şi (25).

Tabela 1

n	$\alpha_n = R_e + R_i \lambda_n^2$	$\delta_n = \sqrt{\lambda_n^2 - (R_e + R_i \lambda_n^2)^2}$
1	0,117	1,57
2	0,162	4,71
3	0,249	7,85
4	0,378	11,0

Cu aceste valori se vede că nu se comite o eroare mare dacă în ecuaţia (30) se consideră numai vibraţia fundamentală şi se neglijează termenul în $\frac{\alpha_n}{\delta_n} \sin \delta\tau$, reducînd ecuaţia la forma:

$$P_{din\,max} = \frac{jql}{g}\left(1 - \frac{8}{\pi^2} e^{-\alpha_1\tau} \cos \delta_1 \tau\right) = \frac{jql}{g} \cdot \zeta. \quad (31)$$

Deci, în cazul de faţă:

$$P_{din\,max} = \frac{jql}{g}\left(1 - \frac{8}{\pi^2} e^{-0{,}117\tau} \cos 1{,}57\,\tau\right) \cdot \quad (31\,a)$$

În acest caz, raportul ζ dintre forţa dinamică maximă $P_{din\,max}$ şi forţa de inerţie simplă $\frac{jql}{g}$ variază în funcţie de τ după curba din figura 3. Pe măsura amortizării vibraţiilor, ζ tinde către valoarea 1. Din această curbă este valabilă, bineînţeles, numai porţiunea cuprinsă între $\tau = 0$ şi $\tau = \tau_r$, adică pînă la intrarea în starea de regim, cînd acceleraţia dispare. În acel moment forţa din bandă scade la valoarea forţei de regim, această scădere făcîndu-se de asemenea cu un număr de mici vibraţii libere amortizate [9], care însă nu au nici o influenţă asupra rezistenţei benzii.

La pornirea în gol a transportorului KLS-1200, masa totală ce se accelerează (banda plus rolele de sprijin) este de $(564.58) : 9{,}81 = 3340 \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}$. Acceleraţia transportorului la pornirea în stare neîncărcată fiind de 2,65 m/s², rezultă o forţă de inerţie de $3340 \cdot 2{,}65 = 8850$ kgf.

Conform măsurărilor [3], perioada de acceleraţie durează 0,7 s, deci pînă la timpul $\tau_r = \frac{0{,}7 \cdot 352}{564} = 0{,}45$. Conform formulei (31) va rezulta din vibraţie o forţă dinamică maximă de:

$$P_{din\,max} = 8850 \left(1 - \frac{8}{\pi^2} e^{-0{,}117 \cdot 0{,}45} \cos 1{,}57 \cdot 0{,}45\right) = 3\,640 \text{ kgf}.$$

La măsurările efectuate [3] s-a constatat o forţă dinamică maximă de 3 150—3 315 kgf, adică cu circa 10% sub cea calculată, ceea ce constituie o apropiere destul de bună, avînd în vedere nesiguranţa asupra valorii modulului de elasticitate dinamic al inserţiilor de bumbac.

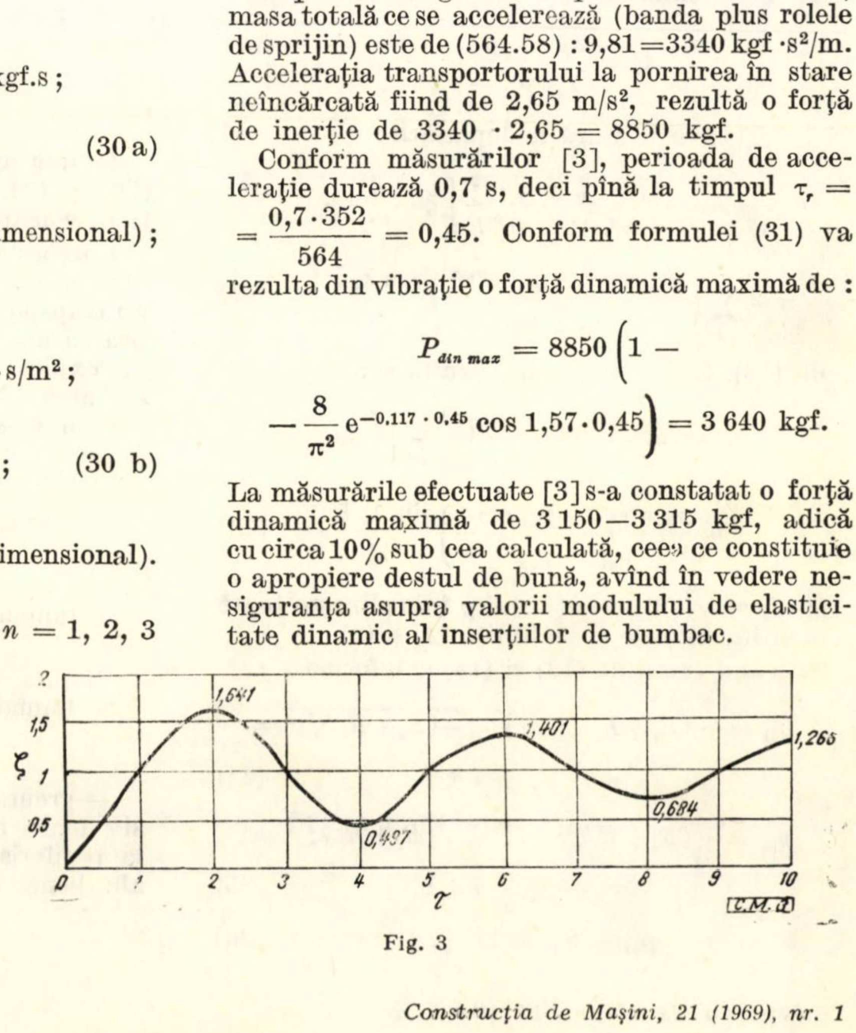


Fig. 3

În lucrarea [3] se mai dau şi rezultatele unor măsurări făcute la pornirea aceluiaşi transportor, dar încărcat pe 230 m din ramura superioară cu 210 kgf/m material. Îna cest caz, datele problemei se modifică precum urmează [6] : greutatea pe metru liniar a ramurii superioare în porţiunea încărcată 284 kgf/m, în porţiunea neîncărcată 74 kgf/m, în ramura inferioară 42 kgf/m, medie ponderată pe întreaga bandă : $q = 144$ kgf/m ;
viteza de propagare a undei în ramura superioară, porţiunea încărcată, 157 m/s, în porţiunea neîncărcată 308 m/s, în ramura inferioară 410 m/s, viteza medie ponderată în întreaga bandă $a = 243$ m/s.

Cu aceste valori se obţine :
amortizarea internă :

$$\rho_i = \frac{5200 \cdot 9{,}81}{144} = 354 \text{ m}^2/\text{s} ;$$

$$R_i = \frac{354}{2 \cdot 564 \cdot 243} = 0{,}0013 ;$$

amortizarea externă :

$$R_e = \frac{0{,}16 \cdot 564}{2 \cdot 243} = 0{,}185.$$

Pentru vibraţia fundamentală rezultă în acest caz :

$$\alpha_1 = 0{,}185 + 0{,}0013 \cdot \frac{\pi^2}{4} = 0{,}188.$$

Timpul de demaraj fiind în acest caz de 0,95 s, rezultă :

$$\tau_r = \frac{243 \cdot 0{,}95}{564} = 0{,}41 ;$$

şi

$$P_{din\ max} = \frac{1{,}95 \cdot 144 \cdot 564}{9{,}81}\Big(1 -$$

$$- \frac{8}{\pi^2} e^{-0{,}188 \cdot 0{,}41} \cos 1{,}57 \cdot 0{,}41\Big) = 6\,450 \text{ kgf}.$$

Forţa dinamică maximă la pornirea în aceste condiţii a fost constatată, prin măsurare, de 6 200 kgf, deci cu 4 % sub cea calculată.

La aceste măsurări s-a considerat ca *forţă dinamică maximă* forţa maximă din bandă, măsurată în perioada de pornire în dreptul tobei de acţionare, minus forţa de întindere din bandă, existentă înainte de pornire şi produsă de contragreutatea de întindere.

Prin metoda de calcul aplicată se ţine seamă — prin intermediul amortizării externe R_e — şi de rezistenţa de înaintare a benzii în perioada de pornire.

După cum s-a menţionat la început şi reiese din aplicaţiile numerice, ipotezele în care s-a dedus această metodă de calcul concordă în mod corespunzător cu realitatea în cazul unui transportor de tipul din figura 1 *b*, cu pornirea în stare neîncărcată. Este vorba de un tip constructiv foarte răspîndit, în special la lungimi mai mari. Concordanţa este ceva mai puţin corespunzătoare în cazul transportoarelor de tipul din figura 1, *c*, deoarece nu se ţine seama de efectul contragreutăţii de întindere situată la mijlocul benzii desfăşurate.

Din ecuaţiile (24) şi (25) reiese că se va produce o vibraţie numai dacă este îndeplinită condiţia :

$$\sqrt{\lambda_n^2 - (R_e + R_i \lambda_n^2)^2} > 0. \qquad (32)$$

În caz contrar rezultă în ecuaţia (27) funcţii hiperbolice în loc de trigonometrice şi oscilaţia nu mai este periodică.

Din (32), considerînd vibraţia fundamentală şi semnificaţiile lui λ, R_e, R_i şi a (30a), (30b) reiese că :

$$\frac{\pi}{2} > \frac{\rho_e^* l}{2F} \sqrt{\frac{g}{E\gamma}} + \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{\rho_i^*}{lF} \cdot \sqrt{\frac{g}{E\gamma}} \cdot \qquad (33)$$

Notînd cu M masa benzii, se obţine, după cîteva transformări :

$$Ma > \frac{\rho_e^* l^2}{\pi} + \frac{\pi}{4} \rho_i^*, \qquad (34)$$

respectiv :

$$\frac{\rho_e^* l^2}{\pi} - \frac{qla}{g} + \frac{\pi}{4} \rho_i^* < 0 \qquad (35)$$

adică o ecuaţie pătrată în l. Introducînd valorile ρ_i^* şi ρ_e^* corespunzătoare benzii KLS — 1200 în stare neîncărcată, se obţine :

$0{,}3\, l^2 - 2090\, l + 4080 < 0 \quad l = 1{,}66 ;\ 6960$ m.

La pornirea unei benzi de această construcţie se vor produce deci vibraţii dacă lungimea ei desfăşurată este între 1,66 şi 6 960 m. La alte benzi situaţia este analogă, deci se poate conchide că vibraţiile apar la orice lungime uzuală de bandă transportoare.

Dintr-o analiză a figurii 3 se poate deduce o fundamentare matematică a măsurilor ce pot fi luate pentru a se limita forţa dinamică la pornire, deci a se limita valoarea lui ζ.

Astfel, în cazul transportorului KLS-1200 considerat motorul de acţionare supradimensionat are un moment mare, demarajul făcîndu-se repede, şi anume într-un timp $\tau_r < 0{,}5$ astfel că rezultă $\zeta \sim 0{,}4$. Conform lucrării [3], puterea necesară mersului în gol al transportorului este de 20 kW şi în plină sarcină 52 kW, iar puterea motorului instalat este de 125 kW. Cu alte cuvinte, perioada proprie de vibraţie T a benzii corespunzînd la $\tau = 4$, pornirea se face în circa $T/8$ şi forţa dinamică maximă nu trece peste 40 % din forţa de inerţie calculată pentru întreaga masă a benzii. Acest fenomen se datoreşte elasticităţii şi amortizării benzii.

Pentru aplicarea acestei metode de limitare a forţei dinamice maxime este deci necesară cunoaşterea perioadei, respectiv a frecvenţei proprii de vibraţie a benzii. În acest scop pot fi folosite formulele date în lucrarea [7]. Metoda constă deci în aplicarea unui motor supradimensionat şi a unei acceleraţii mari, astfel ca $\tau_r < 0,5$ şi deci $\zeta \sim 0,4$.

O altă metodă pentru limitarea lui $P_{din\,max}$ constă, din contra, în alegerea unei valori mici a acceleraţiei din formula (31). În acest caz perioada de accelerare se extinde pe un timp mai mare, egal cu mai multe perioade de vibraţie a benzii, iar, conform curbei din figura 3, valoarea lui ζ va trece printr-un maximum la $\tau = 2$. La diferitele benzi transportoare acest ζ_{max} are valori cuprinse de obicei între 1,6 şi 1,8, în medie 1,7.

Se va considera, de exemplu, cazul că se doreşte ca forţa maximă din bandă în perioada de pornire să nu depăşească 1,5 × forţa din bandă la funcţionarea normală de regim, fie că pornirea se face în stare neîncărcată, fie încărcată.

Luînd tot datele transportorului KLS—1200 rezultă o forţă de întindere statică, înainte de pornire (în stare neîncărcată sau încărcată) de 1600 kgf.

În funcţionarea normală a transportorului (starea de regim), forţa din bandă la înfăşurarea pe toba de acţionare este în stare neîncărcată 2300 kgf şi în stare încărcată 3 600 kgf. Se cere deci ca, în perioada de pornire, această forţă să nu depăşească $1,5 \times 2300 = 3450$ kgf în stare neîncărcată, respectiv $1,5 \times 3\,600 = 5400$ kgf în stare încărcată. Forţa dinamică maximă poate fi deci de cel mult $3450 - 1600 = 1850$ kgf, respectiv $5400 - 1600 = 3800$ kgf. Cu $\zeta = 1,64$, formula (31) dă pentru $\frac{jql}{g}$ valoarea de 1120, respectiv 2300 kgf, de unde, cunoscînd pe q şi l, rezultă o valoare necesară a acceleraţiei de $j = 0,337$ m/s^2 la pornirea în stare neîncărcată, respectiv $j = 0,277$ m/s^2 în stare încărcată. Viteza de regim fiind în ambele cazuri $v = 1,85$ m/s, rezultă că timpul de demaraj $t_r = v/j$ trebuie să fie de 5,5 s, respectiv 6,7 s, ceea ce se poate realiza uşor cu un electromotor cu reostat rotoric.

În sfîrşit, o a treia metodă constă în a intercala între motor şi reductor un cuplaj limitator de moment (de exemplu cu pulbere magnetică, hidrodinamic sau de alt tip), care să nu poată transmite benzii decît forţa $\frac{jql}{g}$ şi care deci împiedică creşterea forţei dinamice dincolo de $\zeta = 1$.

În acest caz, cu toate că timpul de demaraj depăşeşte valoarea $\tau = 4$, nu mai rămîne din curba din figura 3 decît porţiunea cuprinsă între $\zeta = 0$ şi $\zeta = 1$ ($\tau = 0 \ldots 1$), după care în locul sinusoidei amortizate urmează o dreaptă orizontală cu ordonata $\zeta = 1$, pînă la $\tau = \tau_r$ cînd j devine nul şi banda trece în starea de regim. Vibraţia benzii este împiedicată prin faptul că în perioada dintre $\tau = 1$ şi $\tau = 2$ ea nu mai poate înmagazina energie prin elasticitate, ζ neputînd creşte dincolo de 1. Curbe de pornire de acest fel, fără vibraţii, au fost constatate de altfel în R.F.G. încă în 1958 [10], cînd s-a tras concluzia că simpla prezenţă a unui cuplaj limitator de moment împiedică producerea vibraţiilor. După cum rezultă însă din cele expuse, condiţia este ca forţa maximă transmisibilă prin cuplaj la bandă să fie tocmai $\frac{jql}{g}$.

De fapt, cele trei metode de limitare a forţei dinamice enunţate sînt aplicate în practică de mult timp, dar pe o bază empirică şi fără a se face vreun calcul. Prin studiul analitic de mai sus s-a căutat să se precizeze fenomenele de vibraţie ce stau la bază, stabilindu-se principiile pentru un calcul cît mai exact al benzii în perioada de demaraj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Harris, C.* şi *Crede, Ch.* Shock and Vibration Handbook vol. I — III. New York, McGraw-Hill Book Co. 1961.

[2] *Vierling, P.* şi *Matting, A.* Zum dynamischen Verhalten von Gummifördergurten mit Gewebeeinlagen. In: Fördern und Heben, nr. 5 şi 6, 1962.

[3] *Bilicenko-Visocin-Zavgorodîi.* Exploataţionîi regimii lentocinîh conveierov. Kiev, Gos. Izd. Then. Lit., 1964.

[4] *Karbasov, O. G.* Opredelenie dinamicinîh usilîi v conveiernîi lente pri puske lentocinogo conveiere. În: Gornîi Jurnal, nr. 9, 1962.

[5] *Weigand, A.* Einführung in die Berechnung mechanischer Schwingungen, Band, III: Schwingungen fester Kontinua. Leipzig, Fachbuchverlag, 1962.

[6] *Hübner, E.* Technische Schwingungslehre, Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer-Verlag, 1957.

[7] *Segal, H.* Vibraţia longitudinală a transportoarelor cu bandă în perioada de pornire. În: Construcţia de Maşini, nr., 12, 1968.

[8] *Coeuillet, R.* Étude pratique d'un convoyeur en démarrage. In: Revue d'industrie minérale, nr. 4, 1955.

[9] *Oehmen, H.* Anlaufverhältnisse von Gummigurtförderern Disertaţie, Technische Hochschule Hannover, 1959.

[10] *Vierling, A.* şi *Oehmen, H.* Messungen an Förderbandanlagen. In: BWE Brennstoff-Wärme-Energie, nr. 15 şi 16, 1958.

CZ 621.928.23

vorta nu bisdtele

masa

Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare monomasice acționate prin volant cu excentric

Marius MUNTEANU

Mișcarea relativă a granulelor de material pe cadrul sitei și deci operația de cernere depinde de parametrii mișcării cadrului. Evaluarea cantitativă și calitativă a procesului cernerii, precum și o proiectare dimensională corectă necesită, în prealabil, o analiză a comportării dinamice pentru situații caracteristice funcționării.

Regimul staționar de mișcare. În schema din figura 1, masa m a organelor mobile sprijinite pe patru arcuri elicoidale este antrenată de volantul cu masa excentrică m_0 ce se rotește cu viteza unghiulară ω.

Aplicînd ecuațiile lui Lagrange :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial q_i}\right) = \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1{,}2 \tag{1}$$

pentru :

$$q_1 = x\,; \quad q_2 = y,$$

rezultă :

$$(m + m_0)\ddot{x} + C_t\,\dot{x} + K_t\,x = m_0\,v\,\omega^2 \cos \omega t\,;$$

$$(m + m_0)\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = m_0\,v\omega^2 \sin \omega t, \tag{2}$$

în care :

K, K_t reprezintă constanta elastică longitudinală, respectiv transversală, a arcurilor elicoidale ;

C, C_t — coeficienți de rezistență longitudinali și transversali.

S-a considerat că centrul de greutate al cadrului coincide cu mijlocul axului excentricului, iar centrul sistemului de referință fix xoy se află în punctul de echilibru static al centrului de greutate după precomprimarea arcurilor datorită greutății proprii.

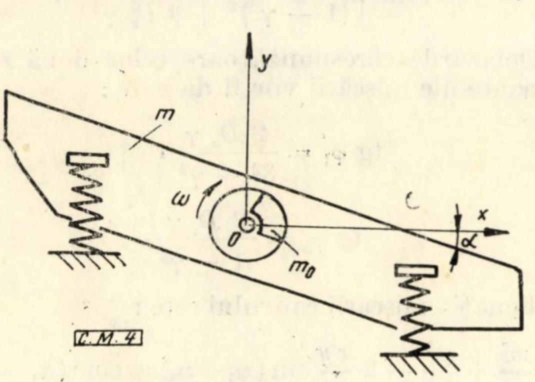


Fig. 1

Notînd :

$$p^2 = \frac{K}{m + m_0}\,; \quad p_t^2 = \frac{K_t}{m + m_0}\,; \quad h = \frac{m_0}{m + m_0}\,r \tag{3}$$

și :

$$\gamma = \frac{\omega}{p}\,; \quad \gamma_t = \frac{\omega}{p_t}\,; \tag{4}$$

din soluțiile evidente ale ecuației (2) rezultă amplitudinile transversală și longitudinală, dacă $\omega > p$, $\omega > p_t$ și se neglijează rezistențele din sistem :

$$a_0 = h\,\frac{\gamma_t^2}{\gamma_t^2 - 1} = h\beta_t\,; \tag{5}$$

$$b_0 = h\,\frac{\gamma^2}{\gamma^2 - 1} = h\beta, \tag{6}$$

în care β, β_t sînt coeficienți de amplificare.

Traiectoria mișcării de translație a cadrului va fi elipsa :

$$\frac{x^2}{a_0^2} + \frac{y^2}{b_0^2} = 1. \tag{7}$$

Pentru $\omega \to \infty$, ea degenerează în cercul de rază $a_{0\infty} = b_{0\infty} = h$. Forma elipsei depinde de raportul $\frac{K}{K_t}$.

Constanta elastică longitudinală a unui arc de secțiune circulară este [1] :

$$K_0 = \frac{E\,d^4}{16\,D^3 i}\,\frac{\cos \alpha_0}{1 + \mu \cos^2 \alpha_0}. \tag{8}$$

Utilizînd o formulă de bună aproximație pentru săgeata transversală a unui arc elicoidal precomprimat cu o sarcină longitudinală [2], [3], se obține constanta elastică transversală pentru arcul din oțel carbon de secțiune circulară :

$$K_{t0} = \frac{6\,EI}{H^3}\,\frac{\sin \alpha_0'}{2 + \mu \cos^2 \alpha_0'}, \tag{9}$$

în care :

D, d, sînt elementele dimensionale ale arcului elicoidal ;

H — înălțimea arcului precomprimat de greutatea cadrului ;

α_0, α_0' — unghiul de înfășurare al spirei înainte și după precomprimare ;

μ — coeficientul lui Poisson.

Deoarece $\alpha_0 < 8° \ldots 10°$ şi $\alpha \simeq \alpha'_0$, iar arcurile sînt legate în paralel, deci $K = 4\,K_0$ şi $K_t = 4\,K_{t0}$, rezultă:

$$\frac{K}{K_t} \simeq 1{,}14\,\frac{H^2}{D^2}. \qquad (10)$$

Notînd:

$$\delta^2 = \frac{K_t}{K} = \frac{p_t^2}{p^2}, \qquad (11)$$

coeficientul β_t se poate scrie:

$$\beta_t = \frac{\gamma^2}{\gamma^2 - \delta^2}. \qquad (12)$$

Diagramele de rezonanţă pentru $\frac{D}{H} = 1{,}5$ (fig. 2) arată o zonă întinsă de rezonanţă pentru domeniul subcritic. Funcţionarea sitei în zona supracritică are şi o justificare importantă de ordin tehnologic şi dimensional. Pentru realizarea independenţei mişcării cadrului faţă de variaţia cantităţii de material, este necesar ca variaţia relativă a coeficienţilor dinamici $\frac{\Delta\beta}{\beta}$ şi $\frac{\Delta\beta_t}{\beta_t}$ adică variaţia relativă a pantei curbei în raport cu γ să se menţină minimă. Aceasta se asigură pentru $\gamma > 2{,}5$ (fig. 2). Practic se lucrează cu $\gamma > 4$. Din considerente dimensionale [3] se poate dovedi că pentru $\gamma < 4$ diametrul necesar d al spirei este supradimensionat, menţinînd celelalte elemente constante, iar pentru $\gamma > 12$ subdimensionat din punctul de vedere al rezistenţei materialului. Curent se utilizează $\gamma = 4 \ldots 7$, iar la sitele rapide $\gamma = 8 \ldots 12$.

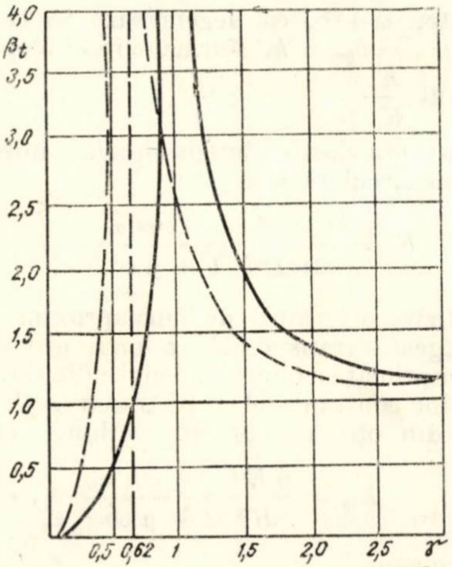


Fig. 2

Scriind raportul:

$$\frac{b_0}{a_0} = \frac{\gamma^2 - \delta^2}{\gamma^2 - 1}, \qquad (13)$$

diagrama de variaţie din figura 3 arată că, practic, mişcarea urmăreşte o traiectorie circulară.

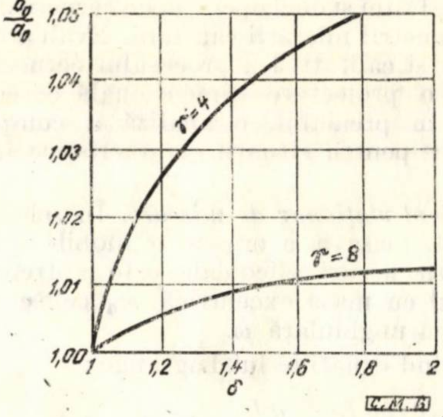


Fig. 3

Considerînd acţiunea unei rezistenţe vîscoase asupra cadrului, amplitudinile mişcării conform ecuaţiei (2) sînt:

$$a = h\,\beta'_t; \qquad (14)$$

$$b = h\,\beta'. \qquad (15)$$

Notînd:

$$D_x = \frac{C_t}{2\,(m + m_0)p}, \quad D_y = \frac{C}{2\,(m + m_0)p}, \qquad (16)$$

coeficienţii de amplificare sînt:

$$\beta'_t = \frac{\gamma^2}{\sqrt{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4D_x^2\,\gamma^2}}; \qquad (17)$$

$$\beta' = \frac{\gamma^2}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + 4\,D_y^2\,\gamma^2}}. \qquad (18)$$

Defazările corespunzătoare celor două componente ale mişcării vor fi date de:

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{2\,D_x\,\gamma}{\delta^2 - \gamma^2}, \qquad (19)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{2\,D_y\,\gamma}{1 - \gamma^2}. \qquad (20)$$

Ecuaţia mişcării cadrului este:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - 2\,\frac{x\,y}{a\,b}\sin(\varphi_1 - \varphi_2) = \cos^2(\varphi_1 - \varphi_2). \qquad (21)$$

Înclinarea elipsei (19) faţă de elipsa (7) influenţează mişcarea relativă a granulelor pe cadrul sitei. Ea depinde de defazarea relativă $\varphi_1 - \varphi_2$, adică de raportul amortizărilor după cele două direcţii :

$$\operatorname{tg} 2\,\theta = \frac{2\,a\,b \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{b^2 - a^2}, \tag{22}$$

unde θ este unghiul dintre semiaxele identice ale celor două elipse.

Pentru aprecierea modificării amplitudinilor datorită amortizării se scriu coeficienţii de modificare :

$$\varepsilon_a = \frac{a}{a_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\,D_x^2}{\left(\frac{\delta^2}{\gamma} - \gamma\right)^2}}}\,; \tag{23}$$

$$\varepsilon_b = \frac{b}{b_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\,D_y^2}{\left(\frac{1}{\gamma} - \gamma\right)^2}}}. \tag{24}$$

Consideraţii asupra rezistenţelor din sistem. Pentru un strat relativ subţire de material rezistenţa aerului este predominantă.

Notînd :

$$\begin{aligned} C_t &= C_R S \sin\alpha;\\ C &= C_R\, S \cos\alpha, \end{aligned} \tag{25}$$

în care :

C_R este coeficientul de rezistenţă al aerului;

S — suprafaţa cadrului sitei,

rezultă :

$$\begin{aligned} D_x &= D_0 \sin\alpha;\\ D_y &= D_0 \cos\alpha, \end{aligned} \tag{26}$$

cu :

$$D_0 = \frac{C_R S}{2\,(m + m_0)\,p}. \tag{27}$$

Se consideră că majoritatea sitelor vibratoare se încadrează în intervalul :

$$0{,}05 \leqslant D_0 \leqslant 0{,}4. \tag{28}$$

Înclinarea cadrului sitei α fiind 10° ... 20°, raportul :

$$\frac{b}{a} = \sqrt{\frac{(\delta^2 - \gamma^2) + 4D_0^2 \sin^2\alpha}{(1 - \gamma^2)^2 + 4D_0^2 \cos^2\alpha}} \tag{29}$$

este foarte apropiat dar sensibil mai mic decît $\frac{b_0}{a_0}$. De asemenea ε_a, ε_b sînt foarte mici. Astfel, pentru $\frac{H}{D} = 1{,}5$, $\gamma = 4$, $D_0 = 0{,}4$ şi $\alpha = 15°$, se obţine $\varepsilon_b = 0{,}975$ şi $\varepsilon_a = 1{,}015$. Traiectoria este deci practic tot circulară şi sub influenţa rezistenţei aerului, fapt verificat şi prin măsurări.

Figura 4 reprezintă o diagramă vectorială a forţelor în cazul traiectoriei circulare. Contragreutatea de masă m_0 va descrie tot o traiectorie circulară dar de rază ρ_0, care se determină

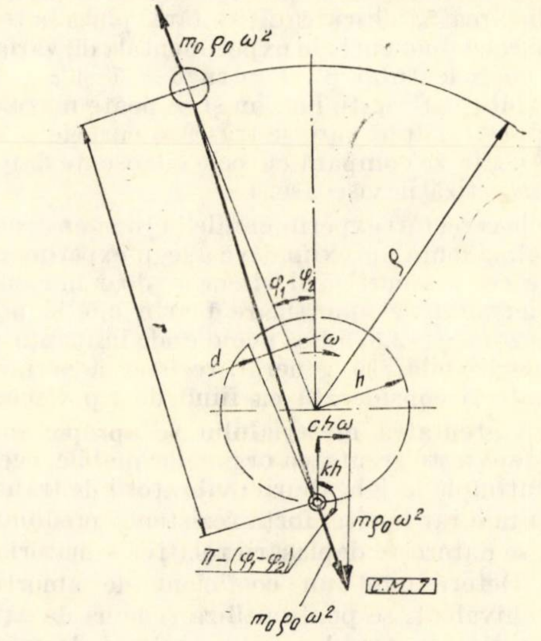


Fig. 4

scriind sub o altă formă ecuaţiile diferenţiale ce caracterizează mişcarea, adică :

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + C_R S \sin\alpha\dot{x} + K_t\, x &= m_0\, \rho_t\, \omega^2 \cos \omega t;\\ m\ddot{y} + C_R S \cos\alpha\dot{y} + K\, y &= m_0\, \rho\; \omega^2 \sin\omega t. \end{aligned} \tag{30}$$

Comparînd soluţiile acestor ecuaţii cu soluţiile ecuaţiei (2) se obţine :

$$\frac{\rho}{r} = \sqrt{\frac{\left(1 - \gamma^2 \frac{m}{m + m_0}\right)^2 + 4\,\gamma^2 D_0^2 \cos^2\alpha}{(1 - \gamma^2)^2 + 4\gamma^2 D_0^2 \cos^2\alpha;}}\,; \tag{31}$$

$$\frac{\rho_t}{r} = \sqrt{\frac{\left(\delta^2 - \gamma^2 \frac{m}{m + m_0}\right)^2 + 4\,\gamma^2 D_0^2 \sin^2\alpha}{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\,\gamma^2 D_0^2 \sin^2\alpha}}. \tag{32}$$

Din consideraţiile anterioare rezultă :

$$\rho = \rho_t = \rho_0. \tag{33}$$

Diagrama vectorială se roteşte cu frecvenţa oscilaţiei şi toate mărimile pot fi real continuu citite.

Pentru sitele ce lucrează în domeniul subcritic, mai rar, şi pentru cele cu regimul staţionar în zona de rezonanţă — din ce în ce mai frecvente — evaluarea exactă a rezistenţei aerului este importantă, indiferent de felul acţionării. Tipul de sită discutat se pretează bine la determinarea experimentală a coeficientului de rezistenţă sau a legii de variaţie a forţei de rezistenţă.

Astfel, pentru montajul $\delta = 1$, $\alpha = \frac{\pi}{4}$ se pot compara razele traiectoriilor circulare calculate în lipsa rezistenţelor, cu cele măsurate avînd sita încărcată, descărcată şi fără pînza sitei. Se trasează apoi curbele experimentale de variaţie a coeficientului β'. Pentru $\delta = 1$ şi $\alpha - 0$ defazajul relativ este maxim şi se poate măsura aproximativ, după care se trasează curbele $\varphi = \varphi(\gamma)$. Ele se compară cu cele cunoscute datorită amortizării vîscoase.

Unele cercetări experimentale [4] demonstrează o coincidenţă aproximativă a legii experimentale cu cea a amortizării vîscoase doar în cazul coeficientului de amortizare foarte mic şi numai în zona $\gamma > 2{,}5$, adică acolo unde influenţa ei este neglijabilă. În general, rezistenţa aerului nu poate fi considerată ca fiind de tip vîscos.

Dacă greutatea materialului se apropie sau chiar depăşeşte greutatea organelor mobile, ceea ce se întîmplă la jgheaburile vibratorii de transport şi mai rar la site, forţa rezistentă predominantă se datoreşte deplasării relative a materialului. Determinînd un coeficient de amortizare echivalent, se poate utiliza schema de calcul anterioară. Astfel, pentru regimul de mişcare stabil, utilizat curent, cu salturi continue şi ciocnire plastică între material şi cadru, pierderea de energie este:

$$E = E_x + E_y = \frac{m_1}{\frac{m_1}{m_2} + 1}\left[\frac{(v_{1x} - v_{2x})^2}{2} + \frac{(v_{1y} - v_{2y})^2}{2}\right], \tag{34}$$

unde:

m_1 este masa materialului;

m_2 — masa organelor mobile;

v_{2x}, v_{2y} — proiecţiile vitezei cadrului în momentul căderii materialului;

v_{1x} — proiecţia vitezei materialului în momentul desprinderii, egală cu proiecţia transversală a vitezei cadrului, considerînd traiectoria parabolică a zborului granulelor [5];

$v_{1y} = \sqrt{2g(y_m - y_0)}$ — componenta longitudinală a vitezei materialului în momentul desprinderii; în care: y_m, y_0 sînt ordonatele punctului maxim şi de cădere al granulei.

Coeficienţii echivalenţi b_x şi b_y ce vor înlocui pe C_t şi C vor fi:

$$b_x = \frac{E_x}{2\pi\omega a^2} = \frac{1}{2\pi\omega a^2} \cdot \frac{m_1}{\frac{m_1}{m^2} + 1}(v_{1x} - v_{2x})^2; \tag{35}$$

$$b_y = \frac{E_y}{2\pi\omega b^2} = \frac{1}{2\pi\omega b^2} \cdot \frac{m_1}{\frac{m_1}{m_2} + 1}(v_{1y} - v_{2y})^2, \tag{36}$$

presupunînd că la un ciclu complet materialul efectuează un salt. Pentru a utiliza relaţiile (23) şi (24) se poate scrie:

$$D_x = \frac{1}{4\pi a^2 \omega p} \frac{m_1}{m_1 + m_2}(v_{1x} - v_{2x})^2; \tag{37}$$

$$D_y = \frac{1}{4\pi b^2 \omega p} \frac{m_1}{m_1 + m_2}(v_{1y} - v_{2y})^2. \tag{38}$$

Formulele vitezelor şi vitezelor medii pentru o serie de regimuri stabile posibile sînt date în lucrarea [5].

Din reprezentarea grafică a lui ε_s (fig. 5) funcţie de $\frac{\omega}{p}$ sau $\frac{p}{\omega}$, relaţia fiind simetrică, se observă că, pentru zona ce interesează $0{,}1 \leqslant \frac{p}{\omega} \leqslant 0{,}25$; micşorarea amplitudinii este sesizabilă numai pentru valori foarte mari ale amortizării.

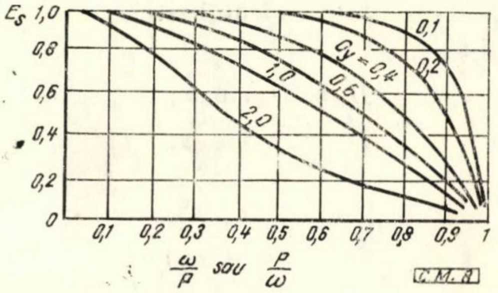


Fig. 5

Regimul nestaţionar de mişcare. Pentru regimul staţionar supracritic domeniul de rezonanţă se află în zona de pornire şi cea de oprire. Viteza unghiulară în timpul pornirii poate fi considerată ca avînd o variaţie liniară pînă la atingerea a 80% a turaţiei de regim.

Notînd cu:

$$z = \frac{x}{a_\infty}; \quad \tau_t = p_t t; \qquad u = \frac{y}{b_\infty}; \quad \tau = pt; \tag{39}$$

şi ţinînd seamă că:

$$\gamma = \frac{d\gamma}{d\tau}\tau, \tag{40}$$

din ecuaţiile diferenţiale (2) rezultă:

$$\frac{d^2 z}{d\tau^2} + 2\frac{D_0}{\delta}\sin\alpha\,\frac{dz}{d\tau} + \delta z =$$

$$= \frac{1}{\delta}\left(\frac{d\gamma}{d\tau}\right)^2 \tau^2 \cos\left(\frac{d\gamma}{d\tau}\tau^2\right);$$

$$\frac{d^2 u}{d\tau^2} + 2 D_0 \cos\alpha\,\frac{du}{d\tau} + u =$$

$$= \left(\frac{d\gamma}{d\tau}\right)^2 \tau^2 \sin\left(\frac{d\gamma}{d\tau}\tau^2\right). \qquad (41)$$

Soluţiile ecuaţiilor (41) sînt de forma:

$$z = \frac{1}{\delta q}\int_0^\tau Q(\theta)\,e^{-q(\tau-\theta)}\sin q(\tau-\theta)\,d\theta; \qquad (42)$$

$$u = \frac{1}{p}\int_0^\tau P(\theta)\,e^{-p(\tau-\theta)}\sin p(\tau-\theta)\,d\theta; \qquad (43)$$

unde s-a notat:

$$q = \sqrt{\delta^2 - \frac{D_0^2}{\delta^2}\sin^2\alpha}; \qquad (44)$$

$$Q(\theta) = \varepsilon^2\theta^2\cos\varepsilon\theta^2; \qquad (45)$$

$$p = \sqrt{1 - D_0^2\cos^2\alpha}; \qquad (46)$$

$$P(\theta) = \varepsilon^2\theta^2\sin\varepsilon\theta^2; \qquad (47)$$

$$\varepsilon = \frac{d\gamma}{d\tau} = \text{const.} \qquad (48)$$

La sitele fără cuplaje speciale ε se încadrează în domeniul $0{,}08 \leqslant \varepsilon \leqslant 0{,}64$.

O rezolvare aproximativă a integralelor oferă posibilităţi reduse de interpretare. În figura 6 sînt reprezentate curbele de rezonanţă ale amplitudinii longitudinale adimensionale $\frac{b}{b_\infty}$ trasate cu ajutorul unei maşini analogice de calcul [4]. Maximul de rezonanţă se depărtează şi se aplatisează în direcţia frecvenţei superioare o dată cu creşterea lui ε. Trebuie ca γ_{critic} să fie suficient de îndepărtat de γ_{regim} pentru ca mişcarea staţionară să fie stabilă. Variaţia amplitudinii transversale $\frac{a}{a_\infty}$ va avea aproximativ aceeaşi alură ce va depinde în plus de coeficientul δ. Pentru $\delta = 1$ curbele vor fi mult alungite faţă de cele din figura 6, dar pentru $\delta = 0{,}62$, de exemplu, mult mai aplatisate. Considerînd orientativ, pentru perioada de oprire, tot o variaţie liniară a vitezei unghiulare — în realitate este o variaţie aproximativ parabolică pe o durată mai lungă — se constată o deplasare a valorilor γ_{critic} în domeniul subcritic. Zona de oprire este foarte dezavantajoasă, deoarece fenomenul de rezonanţă durează mult, iar amplitudinea îndeosebi cea transversală—creşte mult o dată cu scăderea lui δ ($\delta<1$). Experimental se observă clar fenomenul de rezonanţă alternativ longitudinal apoi transversal. La sitele cu funcţionare intermitentă este necesar să se prevadă limitatori de rezonanţă.

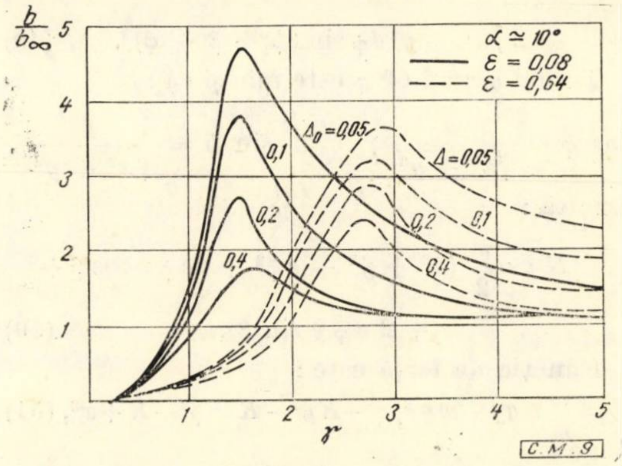


Fig. 6

Cazul cînd centrul de greutate nu coincide cu axul volantului excitator. Forma şi amplasarea jgheaburilor de colectare, uneori distribuţia neuniformă a materialului, duc la nesimetria cadrului mobil faţă de planul median transversal. Prezintă dificultăţi şi determinarea precisă a centrului de greutate, mai ales pentru producţia de unicate. Este deci util să se determine influenţa excentricităţii centrului de greutate faţă de axul volantului asupra mişcării cadrului.

În această situaţie mişcarea posedă trei grade de libertate de coordonate generalizate x, y, φ. Rotaţia de unghi φ se efectuează în jurul axului volantului excitator, mişcarea fiind plană. Se consideră cadrul orizontal, ceea ce nu particularizează problema, şi se neglijează rezistenţele (fig. 7).

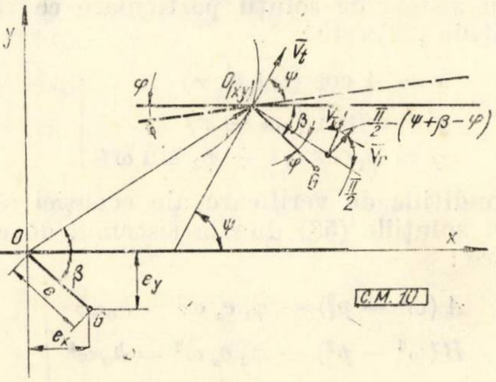


Fig. 7

Se notează:

v_t, v_r — viteza de translaţie şi respectiv de rotaţie a cadrului;

β — unghiul dintre orizontala cadrului şi direcţia excentricităţii;

ψ — unghiul dintre orizontală şi direcţia tangentei;

e — excentricitatea centrului de greutate.

Energia cinetică este :

$$E = \frac{m}{2}[\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + e\,\dot{\varphi}^2 +$$

$$+ 2\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}\,e\,\dot{\varphi}\sin(\psi + \beta - \varphi)]. \tag{49}$$

Ţinînd seamă că φ este mic şi că :

$$\cos\varphi = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + y^2}}; \qquad \sin\psi = \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}},$$

rezultă :

$$E \simeq \frac{m}{2}(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + e\,\dot{\varphi}^2 + 2e\,\dot{\varphi}\,\dot{x}\cos\beta +$$

$$+ 2\,e\,\dot{\varphi}\,\dot{y}\sin\beta). \tag{50}$$

Funcţia de forţă este :

$$U = -mgy - mge_x\varphi - Ky^2 - Kl^2\varphi^2 - K + x^2, \tag{51}$$

unde :

$$m + m_0 \simeq m;$$

l — jumătate din lungimea cadrului.

Aplicînd de trei ori ecuaţiile (1) şi efectuînd o translaţie şi o rotaţie a sistemului de referinţă, se obţine, menţinînd aceleaşi notaţii, sistemul :

$$\left.\begin{aligned} &\ddot{x} + e_x\ddot{\varphi} + p_t^2 x = \frac{m_0}{m} r\,\omega^2\cos\omega t \\ &\ddot{y} + e_y\ddot{\varphi} + p^2 y = \frac{m_0}{m} r\,\omega^2\sin\omega t \\ &e\ddot{\varphi} + e_x\ddot{x} + e_y\ddot{y} + p^2 l^2\varphi = 0 \end{aligned}\right\} \tag{52}$$

unde $e_x = e\cos\beta$ şi $e_y = e\sin\beta$.

Un sistem de soluţii particulare ce verifică ecuaţiile (52) este :

$$\left.\begin{aligned} x &= A\cos(\omega t - \pi) \\ y &= B\sin(\omega t - \pi) \\ \varphi &= \varphi_1\cos\omega t + \varphi_2\sin\omega t \end{aligned}\right\} \tag{53}$$

Condiţiile de verificare ale ecuaţiei (52) de către soluţiile (53) duc la sistemul de ecuaţii liniare :

$$\left.\begin{aligned} &A(\omega^2 - p_t^2) - \varphi_1 e_x\omega^2 = h_0\omega^2 \\ &B(\omega^2 - p^2) - \varphi_2 e_y\omega^2 = h_0\omega^2 \\ &A\omega^2\frac{e_x}{l^2} + \varphi_1\left(p^2 - \omega^2\frac{e^2}{l^2}\right) = 0 \\ &B\omega^2\frac{e_y}{l^2} + \varphi_2\left(p^2 - \omega^2\frac{e^2}{l^2}\right) = 0 \end{aligned}\right\}, \tag{54}$$

de unde rezultă :

$$A = h_0\frac{\lambda^2 - \varepsilon^2}{(1-\delta^2\lambda^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_x^2}; \tag{55}$$

$$B = h_0\frac{\lambda^2 - \varepsilon^2}{(1-\lambda^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_y^2}; \tag{56}$$

$$\varphi_1 = -\frac{h_0}{l}\frac{\varepsilon_x}{(1-\delta^2\lambda^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_x^2}; \tag{57}$$

$$\varphi_2 = -\frac{h_0}{l}\frac{\varepsilon_y}{(1-\lambda^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_y^2}. \tag{58}$$

Substituţiile făcute au fost :

$$\left.\begin{aligned} &h_0 = \frac{m_0}{m}r;\ \frac{e_x}{l} = \varepsilon_x;\ \frac{e_y}{l} = \varepsilon_y;\ \varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 = \varepsilon^2 \\ &\frac{p}{\omega} = \frac{1}{\gamma} = \lambda;\ \frac{p_t}{\omega} = \lambda_t;\ \lambda_t = \delta\lambda \end{aligned}\right\}. \tag{59}$$

Ultima ecuaţie a sistemului (53) se poate scrie :

$$\varphi = \varphi_0\sin(\omega t + \varkappa - \pi), \tag{60}$$

cu :

$$\left.\begin{aligned} \varphi_0 &= \sqrt{\varphi_1^2 + \varphi_2^2} \\ \mathrm{tg}\,\varkappa &= \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y}\cdot\frac{(1-\lambda^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_y^2}{(1-\lambda^2\delta^2)(\lambda^2 - \varepsilon^2) + \varepsilon_x^2} \end{aligned}\right\}. \tag{61}$$

Analiza variaţiei amplitudinilor conduce la următoarele constatări :

— pentru $\varepsilon_x = 0$ relaţia (55) se transformă în (5), iar pentru $\varepsilon_y = 0$ relaţia (56) se transformă în (6), consecinţele fiind evidente ;

— amplitudinile A şi B se anulează în punctul $\lambda = \varepsilon\left(\frac{p}{\omega} = \frac{e}{l}\right)$, cînd amplitudinea unghiulară devine maximă :

$$\varphi_{0\,max} = \frac{h_0}{l}\frac{e}{e_x e_y} \tag{62}$$

(se observă că $\varphi_{0\,max}$ este neglijabil faţă de A şi B) ;

— curbele de variaţie ale amplitudinilor A şi B prezintă cîte două asimptote, deci două regiuni de rezonanţă pentru orice ε, ε_x, ε_y şi δ, în valorile lui λ date de relaţiile :

$$\lambda_{(B)} = \sqrt{\frac{1 + \varepsilon^2 \pm \sqrt{(1 + \varepsilon^2)^2 - 4(\varepsilon^2 - \varepsilon_x^2)}}{2}} \tag{63}$$

şi

$$\lambda_{(A)} = \sqrt{\frac{1 + \delta^2\varepsilon^2 \pm \sqrt{(1 + \delta^2\varepsilon^2)^2 - 4\delta^2(\varepsilon^2 - \varepsilon_x^2)}}{2\delta^2}}. \tag{64}$$

În figura 8 este reprezentată variaţia amplitudinii B, în zona supracritică de regim în cazul particular $\varepsilon_x = \varepsilon_y = \frac{\varepsilon}{\sqrt{2}}$, pentru excentricitatea relativă ε avînd valorile 0,05, 0,1 şi 0,2.

Zona de rezonanţă se află în apropierea punctului unde amplitudinea $B = 0$ şi se lărgeşte o dată cu creşterea lui ε.

Pentru această porţiune, curbele de variaţie a lui A şi B coincid aproximativ, avînd asimptote şi puncte de anulare comune.

Al doilea punct de rezonanţă se află pentru toate curbele amplitudinii B în imediata apropiere a punctului $\lambda = 1$, iar pentru curbele amplitudinii A în jurul lui $\lambda = 1,6$.

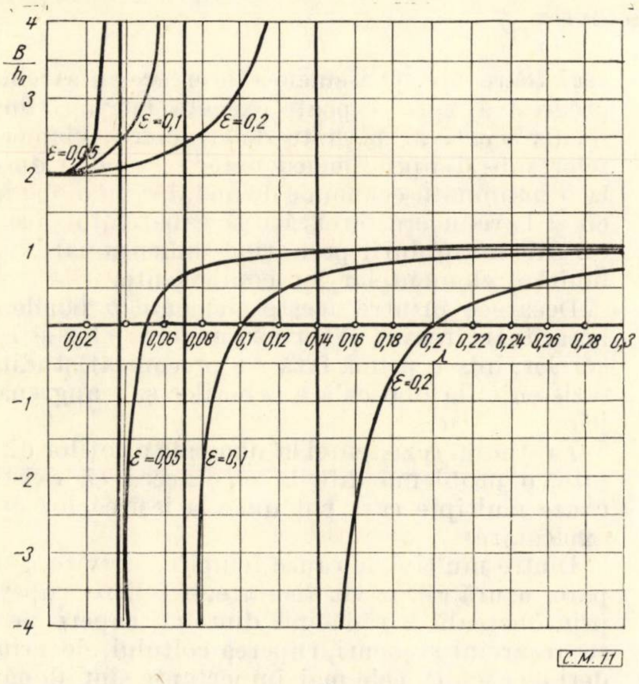


Fig. 8

Pentru restul zonei de variaţie a parametrului λ necuprins în figura 8, curbele de diverse excentricităţi relative practic coincid, iar alura curbelor este identică cu cea din figura 2.

La alegerea valorii $\frac{p}{\omega}$ în cadrul domeniului precizat $\lambda = 0,25 \ldots 0,08$ $(\gamma = 4 \ldots 12)$, se va ţine seamă conform figurii 8 ca valoarea λ să nu intre în zona de diminuare a amplitudinii. Astfel, pentru $\varepsilon = 0,05$ se va alege $\lambda > 0,1$. Rezultă că în cazul sitelor rapide va trebui verificată cu atenţie poziţia centrului de greutate. Introducerea rezistenţelor în sistem nu duce la modificări importante ale rezultatelor.

Adeseori se folosesc şi alte elemente elastice ca arcul lamelar din două bucăţi semicirculare dispuse simetric faţă de axa arcului elicoidal sau combinaţia de arc lamelar cu arc elicoidal. În această situaţie se va modifica valoarea lui δ cu toate consecinţele ce decurg de aici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ponomariov, S. D.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. I—III Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[2] *Zukowski, St.* Arcuri. Bucureşti, I.D.T., 1956.

[3] *Munteanu, M.* Dimensionarea arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerţie. În: Revista Construcţia de Maşini 17, nr. 3, 1965.

[4] *Wessel, J., Muller, K.* şi *Brunold, A.* Das freischwingende Sieb mit Wuchtmassenantrieb als Schwingungsproblem. In: Aufbereitungs-Technik 7, nr. 6, 1966.

[5] *Blehman, I. I.* şi *Djanelidze, G. Iu.* Vibraţionne peremeşcenie. Moscova, Izdatelstvo Nauka, 1964.

CZ 621.833.001.4

alkalmazás terhelés kísérlet

Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roților dințate

Bernard HOROVITZ

Determinarea rezistenței la oboseală prezintă un interes deosebit pentru calculele de dimensionare și de verificare a organelor de mașini. Metoda clasică de determinare a rezistenței la oboseală, metoda Wöhler, prezintă o seamă de neajunsuri: durată mare a încercării și număr mare de epruvete necesar pentru determinarea unei valori a rezistenței la oboseală.

Se conturează în ultimul timp tendința justificată de altfel, de a se renunța la încercări de oboseală și durabilitate a materialelor și a organelor de mașini pe baza metodei Wöhler, căutîndu-se să se concentreze încercarea pe caracteristica ce se urmărește a se determina. În cazul determinării limitei de oboseală (durabilitate nelimitată) se încearcă probele sau organele de mașini prin metoda treptelor sau prin alte metode care permit o prelucrare statistică a rezultatelor încercărilor [1], [4], [5], [6]. Totodată, pentru reducerea timpului de încercare și a numărului de încercări necesare pentru determinarea rezistenței la oboseală, se utilizează în ultimul timp metoda sarcinii progresive a lui Prot, Locati etc.

Metoda Prot constă în încercarea progresivă a probei, solicitarea crescînd proporțional cu numărul de solicitări n pînă la rupere. Solicitînd probele cu diferite viteze de încărcare u, se obțin diferite tensiuni de rupere σ_u.

Dacă se trec valorile obținute într-un sistem de coordonate $u - \sigma_u$, intersecția funcției $\sigma_u = \sigma(u)$ cu axa ordonatelor reprezintă pe ordonată limita la oboseală σ_{-1} (pentru $u = 0$). Pentru a obține o reprezentare rectilinie a funcției $\sigma_u = \sigma_u(u)$ se reprezintă scara absciselor prin valoarea $u^{1/2}$, $u^{1/3}$ sau printr-un alt exponent adecvat [1], [2].

Metoda prezintă un deosebit interes în special atunci cînd se urmărește precizarea influenței unor factori asupra rezistenței la oboseală, cînd este suficientă obținerea unor valori comparative ale lui σ_u, ceea ce reduce substanțial numărul de probe necesar și durata încercărilor.

Totodată, ținînd seamă că majoritatea organelor de mașini funcționează la sarcini ciclice cu amplitudini variabile, încercarea cu sarcină progresivă (amplitudine variabilă) modelează mai fidel fenomenul real.

Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roților dințate. Scopul cercetării privind aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea unor organe de mașini și în primul rînd a angrenajelor este de a pune la punct o metodă eficace, simplă și rapidă, pentru încercarea unor subansambluri ca: reductoare, cutii de viteze, variatoare etc. O asemenea încercare cu sarcină progresivă, care se poate executa într-un timp relativ scurt, ar permite determinarea elementelor sub- și supradimensionate, ceea ce ar duce la o însemnată economie de metal și manoperă, cît și la reducerea greutății și gabaritului acestor subansambluri, permițînd dimensionarea la limită a elementelor lor componente.

Deoarece printre aceste elemente o pondere hotărîtoare revine arborilor, angrenajelor și lagărelor, într-o primă fază s-a preconizat studiul rezistenței la oboseală a arborilor și a angrenajelor.

La studiul rezistenței la oboseală a roților dințate, o problemă dificilă este aceea că există cauze multiple care pot duce la ieșirea lor din exploatare.

Dintre multiplele cauze (ciupire, strivire, gripare, uzură abrazivă, fisurare, exfoliere, rupere prin oboseală a rădăcinii dintelui, rupere prin suprasarcini și șocuri, ruperea colțului, desprinderi de așchii), cele mai importante sînt două: oboseala flancului dintelui (ciupire, pitting) și oboseala rădăcinii dintelui (ruperea dintelui prin oboseală).

Datorită faptului că ieșirea din uz a angrenajului poate avea loc fie din cauza ruperii dintelui, fie din cauza oboselii (ciupirii) flancului, la încercarea roților dințate prin metoda sarcinii progresive trebuie să se delimiteze încercarea astfel încît să nu se producă decît una dintre cele două cauze de distrugere.

Aceasta este posibil prin aplicarea metodei originale z_{cr}. Cifra z_{cr} reprezintă numărul de dinți al pinionului dintr-un angrenaj, care se bucură de proprietatea că angrenajul respectiv rezistă la limită la cele două solicitări.

Relația de calcul a lui z_{cr} este:

$$z_{cr} = 2{,}5 \cdot 10^5 \frac{i+1}{i} \frac{y}{\operatorname{tg} \alpha_r} \frac{\sigma'_0}{\sigma_k} 2 \qquad (1)$$

în care: i este raportul de transmitere;

y — coeficientul de formă;

α_r — unghiul de angrenare;

σ'_0 — rezistența la oboseală a dintelui la un ciclu pulsant, ținîndu-se seamă de caracteristicile de material și de formă;

σ_k — rezistența la oboseală superficială (pitting).

Ca urmare, dacă $z_1 < z_{cr}$, angrenajul va ieși din uz din cauza ruperii dintelui la oboseală; dacă $z_1 > z_{cr}$, angrenajul se va distruge prin ciupire.

Încercarea roților dințate la durabilitate limitată. În multe cazuri se pune problema ridicării experimentale a zonei din diagrama Wöhler corespunzătoare durabilităţii limitate (partea neasimptotică a curbei). În acest caz, aplicarea metodei sarcinii progresive prezintă unele probleme.

Se porneşte de la următoarea ecuaţie a acestui fenomen :

$$\sigma^m N = K, \qquad (2)$$

în care m şi K sînt mărimi constante pentru diferite materiale şi organe de maşini de anumite forme şi din anumite materiale.

Tensiunea la încărcarea progresivă la un moment dat depinde de tensiunea iniţială de încărcare F_0 (la pornire), de numărul de cicluri efectuat de epruvetă pînă în acel moment n şi de viteza de creştere a sarcinii u.

Ca urmare sarcina F după un număr n de cicluri se poate determina din expresia :

$$F = F_0 + un. \qquad (3)$$

Tensiunea de încovoiere la rădăcina dintelui creşte direct proporţional cu sarcina şi deci se poate scrie relaţia :

$$\sigma_i = C_i n, \qquad (4)$$

unde C_i este viteza de creştere a tensiunii de încovoiere şi care depinde de viteza u şi de parametrii geometrici.

În cazul rezistenţei la ciupire, relaţia între presiunea de contact σ_k şi numărul de cicluri pînă la apariţia ciupiturilor este [8] :

$$\sigma_k = C_c \sqrt{n}, \qquad (5)$$

unde C_c este o constantă care depinde de u şi de parametrii geometrici.

Forma generală sub care se pot exprima relaţiile (4) şi (5) este :

$$\sigma = Cn^p. \qquad (6)$$

Considerînd valabilă relaţia lui Miner privind cumularea deteriorărilor :

$$\int_0^{\sigma_u} \frac{\mathrm{d}n}{N} = 1 \qquad (7)$$

şi ţinînd seamă de relaţiile (2) şi (6) se obţine :

$$\sigma_u^{\frac{pm+1}{p}} = KC^{1/p}(pm + 1), \qquad (8)$$

în care σ_u este solicitarea la încărcarea progresivă care are ca efect scoaterea din uz a angrenajului.

Se observă că într-un sistem de coordonate logaritmice ($\log C - \log \sigma_u$) relaţia (8) este reprezentată printr-o dreaptă avînd ecuaţia :

$$\log \sigma_u = \frac{1}{pm+1} \log C + \frac{p}{pm+1} \log K(pm + 1). \qquad (9)$$

Ridicînd experimental diagrama $\sigma_u = \sigma_u(C)$ se poate determina panta dreptei şi cu aceasta exponentul m al ecuaţiei de durabilitate.

În figura 1 este redată o asemenea diagramă $\sigma_u = \sigma_u(C)$.

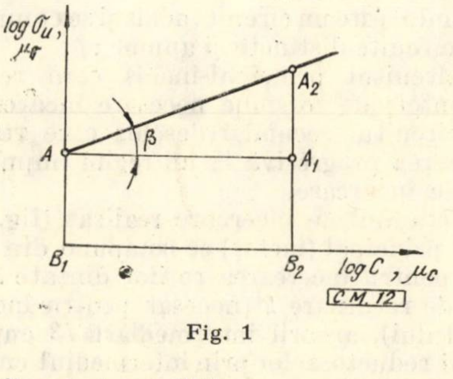


Fig. 1

Din figura 1 rezultă :

$$\mathrm{tg}\beta = \frac{A_2A_1}{A\,A_1} = \frac{\log \sigma_{u2} - \log \sigma_{u1}}{\mu_\sigma} \frac{\mu_c}{\log C_2}, \qquad (10)$$

sau :

$$\frac{\log \sigma_{u2} - \log \sigma_{u1}}{\log C_2} = \mathrm{tg}\beta \cdot \frac{\mu_\sigma}{\mu_c}, \qquad (11)$$

unde :

$$A(1\,;\ \sigma_{u1})\,;\ A_2\,(C_2\,;\ \sigma_{u2})$$

$$\mu_\sigma = \frac{\log \sigma_{u1}}{B_1 A} \text{ — scara ordonatelor,}$$

$$\mu_C = \frac{\log C_2}{B_1 B_2} \text{ — scara absciselor.}$$

Pe de altă parte, din relaţia (9) rezultă :

$$\frac{\log \sigma_{u2} - \log \sigma_{u1}}{\log C_2} = \frac{1}{pm + 1}. \qquad (12)$$

Egalînd expresiile (11) şi (12) se obţine valoarea exponentului m :

$$m = \frac{\mathrm{cotg}\ \beta \dfrac{\mu_c}{\mu_\sigma} - 1}{p}. \qquad (13)$$

Cu σ_u, C şi m cunoscute, din relaţia (8) se poate determina coeficientul K al diagramei de durabilitate :

$$K = \frac{\sigma_u^{\frac{pm+1}{p}}}{(pm + 1)\, C^{\frac{1}{p}}}. \qquad (14)$$

Cunoscînd valorile K şi m se poate trasa diagrama de durabilitate $\sigma = \sigma\,(N)$ conform relaţiei (2).

Utilajul utilizat şi tehnica încercărilor. Standul de încercat roţi dinţate cu sarcină progresivă a fost construit în anul 1965 în cadrul atelierului Bazei din Timişoara a Academiei Republicii Socialiste România, în funcţie de documentaţia întocmită de autor.

Standul este un circuit închis şi se compune din două circuite distincte şi anume :

— circuitul principal-închis care realizează momentele de torsiune necesare încărcării ;

— circuitul secundar-deschis care realizează încărcarea progresivă la un regim impus de viteza de încărcare.

La standul de încercare realizat (fig. 2) circuitul principal (închis) se compune din : reductorul pentru încercarea roţilor dinţate *1*, reductorul de returnare *2* (necesar pentru închiderea circuitului), arborii intermediari *13* cuplaţi cu arborii reductoarelor prin intermediul cuplajelor cardanice *14*. Încărcarea angrenajelor de încercare se execută prin bascularea reductorului *1* faţă de batiu prin intermediul lagărului *9*, conform schemei din figura *2*.

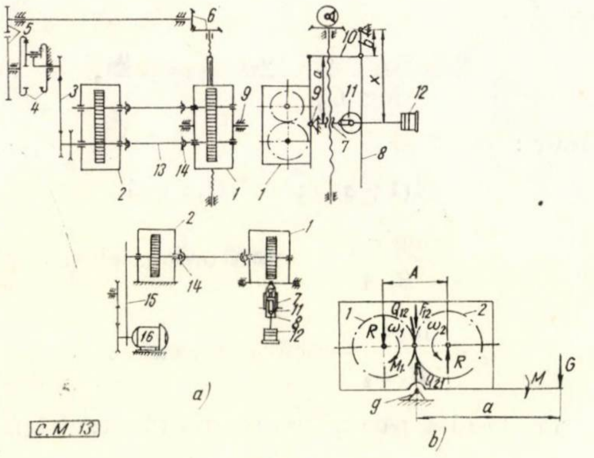


Fig. 2

Dacă asupra reductorului basculant acţionează forţa exterioară *G* la un braţ *a*, atunci momentului acestuia faţă de punctul de oscilaţie al reductorului ($M = G \cdot a$) i se opune momentul de reacţiune $R \cdot A$ (R fiind reacţiunea din lagărele arborilor roţilor dinţate, iar A — distanţa între axele roţilor).

Circuitul secundar al standului este cel ce hotărăşte regimul de încercare prin fixarea în mod corespunzător a vitezei de încărcare.

El se compune dintr-un sistem de pîrghii (*1—8*) pentru amplificarea forţei de încărcare, legate între ele prin bara de cuţite *10*. Forţa de încărcare este dată de greutatea *12*. Variaţia momentului exterior M_e de încărcare a circuitului se obţine prin modificarea braţului greutăţii *12*. Modificarea braţului se face prin intermediul cuplului şurub-piuliţă *7* care antrenează prin intermediul unei furci rola *11* şi împreună cu aceasta greutatea în lungul barei *8*.

Antrenarea şurubului *7* se face de către acelaşi motor electric *16*, prin intermediul transmisiei prin curea trapezoidală *3*, al reductorului planetar *4*, al grupului de roţi de schimb *5* şi al transmisiei cu roţi dinţate conice *6*.

Roţile de schimb *5* permit obţinerea a *11* trepte de turaţii pentru varierea încărcării.

Standul de încercat roţi dinţate (reductorul) este caracterizat prin distanţa fixă între axe $A = 117$ mm admisă astfel încît să se poată încerca roţile dinţate-epruvete tipizate în cadrul laboratorului de organe de maşini, avînd următoarele caracteristici : $m = 3$ mm ; $Z_1 = Z_2 = 39$; $i = 1$; $A = 117$ mm ; $B = 10$ mm.

Epruveta va fi încercată fie pînă la ruperea dinţilor, fie pînă la apariţia ciupiturilor, în funcţie de solicitarea periculoasă.

Tensiunea maximă de încovoiere a fost determinată în funcţie de caracteristicile materialului folosit uzual pentru confecţionarea roţilor dinţate-epruvete.

Variaţia încărcării epruvetelor se realizează prin deplasarea greutăţii *12* (fig. 2) cu viteză constantă. Corespunzător deplasării greutăţii cu viteză constantă, rezultă şi o viteză de încărcare σ_t constantă.

Încercări pentru stabilirea influenţei formei dintelui asupra rezistenţei la ciupire. Deoarece asupra rezistenţei dintelui la ciupire şi rupere prin oboseală are o influenţă importantă forma dintelui, s-a impus studiul acestor influenţe. Aceasta deoarece datele teoretice şi experimentale din literatura de specialitate prezintă o mare diversitate de valori adesea contradictorii.

S-au efectuat atît încercări sub sarcină progresivă, cît şi încercări sub sarcină constantă. În ambele cazuri încercarea a fost condusă pînă la apariţia ciupiturilor pe suprafeţele active ale dinţilor. S-a considerat că angrenajul este distrus prin ciupire atunci cînd pe suprafeţele active ale flancurilor au apărut 50 de ciupituri, constatîndu-se totodată o tendinţă de creştere a numărului acestora (ciupire progresivă).

La încercările cu sarcină progresivă au apărut însă o serie de dificultăţi.

Aşa cum s-a arătat, cauzele care duc la ieşirea din uz a angrenajului sînt multiple, cele mai importante fiind ruperea dintelui şi distrugerea flancului prin oboseală. Dar la încercarea cu sarcină progresivă au apărut frecvent distrugeri ale flancului dintelui, prin gripare.

Pentru remedierea acestui neajuns s-a proiectat şi realizat o instalaţie de circulaţie forţată a lubrifiantului. Instalaţia a fost prevăzută cu un ventil care permite reglarea vitezei de circulaţie a lubrifiantului, astfel ca temperatura lui să nu depăşească 60 °C.

A doua dificultate, mai importantă de altfel, a constat în aceea că la încercările la ciupire cu sarcină progresivă s-a obţinut o mare dispersie a rezultatelor încercărilor aşa cum se vede în figura 3, unde sînt prezentate rezultatele încercărilor cu sarcină progresivă efectuate asupra roţilor dinţate cu dantură zero (40 C10), iar

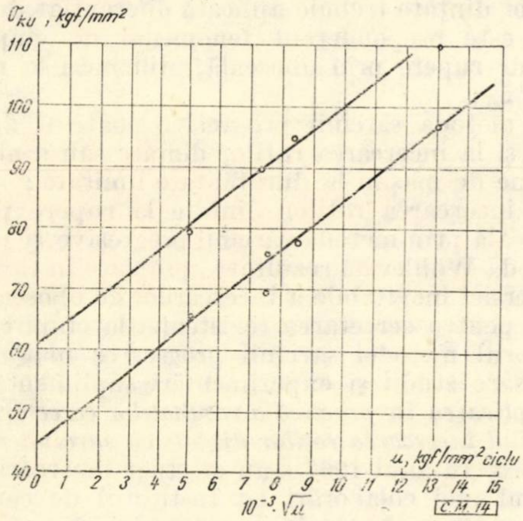


Fig. 3

în figura 4 rezultatele încercărilor efectuate asupra epruvetelor cu dantură zero deplasată.

Din figura 3 se vede că dispersia rezultatelor este de ordinul de mărime de aproximativ 20 kgf/mm², ceea ce în raport cu rezistenţa la ciupire de 50—70 kgf/mm² obţinută la roţile încercate reprezintă o dispersie de 30—40 %, valoare ce nu poate fi considerată ca acceptabilă.

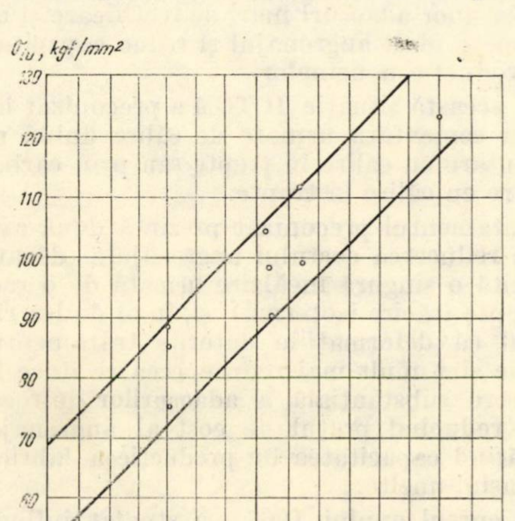


Fig. 4

În cazul încercărilor cu sarcină constantă, dispersia rezultatelor a fost mai redusă, aşa cum se vede din figura 5.

În diagrama din figura 5, curba *a* corespunde pentru angrenajul zero, iar curba *b* pentru angrenajul zero deplasat.

Cu toată dispersia mare a rezultatelor încercărilor se constată o creştere a rezistenţei la ciupire în cazul utilizării angrenajelor cu profil zero deplasat.

Cauza acestei dispersii trebuie căutată în metoda convenţională de determinare a momentului cînd se consideră că angrenajul este distrus prin ciupire, care constă în oprirea frecventă a standului şi numărarea ciupiturilor. Aceste opriri şi porniri frecvente la încercarea cu sarcină progresivă au condus după toate probabilităţile la dispersia mare a rezultatelor. Totodată numărarea şi aprecierea după ochi a ciupiturilor duce la un oarecare subiectivism în aprecierea momentului cînd se poate considera că angrenajul este distrus prin ciupire.

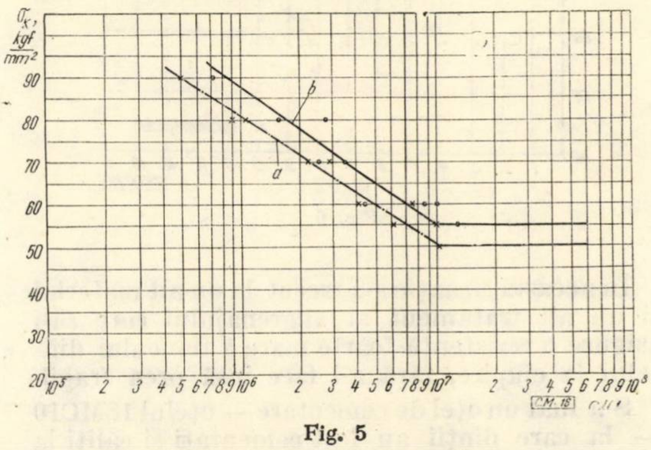


Fig. 5

În această situaţie, s-a căutat să se realizeze o metodă de determinare obiectivă a sarcinii corespunzătoare distrugerii flancului dintelui prin ciupire. În acest scop s-a proiectat şi realizat un aparat care măsoară cantitatea de metal desprinsă de pe suprafeţele flancurilor supuse fenomenului de ciupire.

Aparatul are în componenţa sa ca element de bază un traductor care reţine suspensiile metalice desprinse de pe suprafaţa flancului dintelui, ce sînt transportate de lubrifiantul care circulă prin cutia standului de încercare şi prin traductorul aparatului, ungerea fiind realizată aşa cum s-a arătat, în circuit închis. Metalul desprins este reţinut în traductor şi măsurat pe cale electromagnetică. Problema este în prezent în studiu. Încercări comparative pentru determinarea rezistenţei de rupere la oboseală prin metoda sarcinii progresive şi constante. Pe standul descris s-au efectuat, de asemenea, încercări de roţi dinţate din oţel 41C10 cărora li s-a aplicat un tratament de călire cu o revenire joasă.

La aceste încercări s-a ivit, de asemenea, o dificultate : cu toate că din calculele efectuate trebuia să se producă inițial fenomenul de rupere prin oboseală, totuși, la o serie de încercări s-a constatat apariția ciupiturilor și nu a ruperii prin oboseală. Ca urmare, rezultatele încercărilor privind ruperea dinților prin oboseală nu au fost concludente.

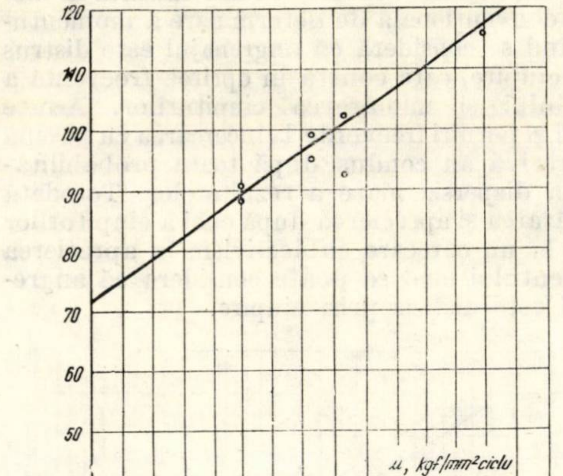


Fig. 6

În această situație s-a trecut la un alt material și un alt tratament al angrenajului care să-i asigure o rezistență foarte mare a flancului dintelui la ciupire, fără a-l face însă prea fragil.

S-a luat un oțel de cementare – oțelul 18MC10 – la care dinții au fost cementați și căliți la o duritate de 60–65 HRC, asigurîndu-se astfel o rezistență foarte mare a dintelui la ciupire.

Rezultatele încercărilor cu sarcină progresivă și constantă sînt prezentate în figura 6 și respectiv 7.

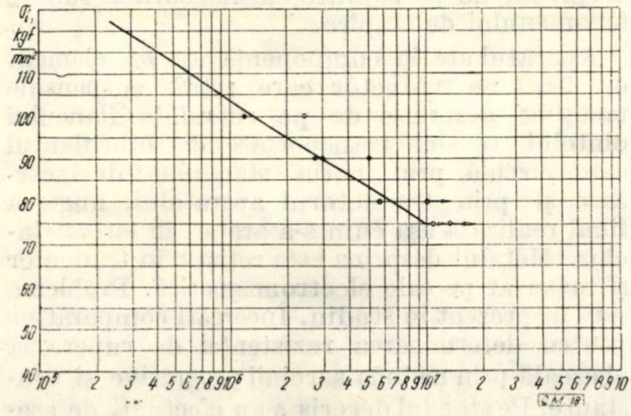


Fig. 7

Se constată că valorile obținute pentru rezistența dintelui la rupere prin oboseală cu sarcină progresivă și constantă sînt apropiate.

Pe baza rezultatelor încercărilor efectuate asupra unor angrenaje rezultă următoarele concluzii:

— metoda încercării cu sarcină progresivă a roților dințate trebuie aplicată diferențiat după cum este preponderent fenomenul de ciupire sau de rupere prin oboseală, utilizîndu-se metoda z_{cr};

— metoda sarcinii progresive poate fi aplicată și la încercarea roților dințate sau a altor organe de mașini la durabilitate limitată;

— încercarea roților dințate la rupere prin oboseală prin metoda sarcinii progresive și prin metoda Wöhler dă rezultate apropiate în cadrul dispersiei inevitabile a încercărilor de oboseală;

— pentru cercetarea rezistenței la ciupire cu ajutorul metodei sarcinii progresive mai sînt necesare studii și experimentări suplimentare.

Aplicarea în practică a rezultatelor cercetărilor privind încercarea roților dințate cu sarcină progresivă. În anul 1967 s-au efectuat încercări în cadrul unei colaborări cu Institutul de cercetări pentru tehnologia construcției de mașini (ICTCM) din București, privind tehnologia optimă de tratament superficial al angrenajelor pentru mașini-unelte.

În prezent la fabricile de mașini-unelte se folosesc în principal angrenaje din oțeluri de cementare, cementate și călite, aplicîndu-se un tratament de călire dublă. Acesta prezintă două neajunsuri: pe de o arte este costisitor (două încălziri și răciri) și pe de altă parte produce deformații mari ale dinților care au ca urmare necesitatea unor adaosuri mari de rectificare și care scumpesc mult angrenajul și reduc capacitatea de producție a uzinelor.

În această situație ICTCM a preconizat înlocuirea cementării urmate de călire dublă prin cementare cu călire în trepte sau prin carbonitrurare cu călire în trepte.

Tratamentul preconizat prezintă două avantaje: reducerea costului angrenajului deoarece necesită o singură încălzire urmată de o răcire în trepte (răcire izotermă) și, în al doilea rînd, faptul că deformațiile datorite tratamentului termic sînt mult mai reduse, ceea ce duce la o reducere substanțială a adaosurilor de rectificare, reducînd prețul de cost al angrenajelor și mărind capacitatea de producție a fabricilor de mașini-unelte.

În cursul anului 1967 s-a studiat influența următoarelor tratamente: cementare urmată de călire dublă și rectificare; cementare urmată de călire în trepte fără rectificare și carbonitrurare urmată de călire în trepte cu rectificare, asupra rezistenței la oboseală a unor epruvete-roți dințate, a unor epruvete rotunde cu crestătură, cît și asupra rezilienței unor epruvete normale și a unor microepruvete.

Scopul cercetării a fost de a determina comparativ rezistența la oboseală a roților dințate călite în trepte în raport cu roţile dinţate călite dublu, pentru a putea trage concluzii privind eficienţa tratamentului de călire în trepte în raport cu călirea dublă, după ce se constatase că tratamentul de călire în trepte prezintă avantajele unor deformaţii termice reduse în raport cu călirea dublă, cît şi al unui preţ de cost mai redus şi al unei productivităţi mai ridicate.

S-au efectuat următoarele încercări :

— încercări la rupere prin oboseală a dinţilor unor epruvete-roţi dinţate ;

— încercări la rupere prin oboseală a unor epruvete rotunde cu crestătură care modelează dintele roţii dinţate ;

— încercări la rezilienţă pe epruvete normale şi microepruvete.

S-au efectuat şi încercări de pitting (ciupire) pe epruvete roţi dinţate şi pe role. Deoarece rezistenţa la ciupire a materialelor folosite a fost foarte mare, nu s-au obţinut ciupituri pe suprafaţa dinţilor, motiv pentru care aceste încercări nu au fost finalizate.

Încercările au fost efectuate pe roţi dinţate executate din oţel 21MoMC12, supuse celor patru tipuri de tratamente indicate anterior.

Încercările au fost efectuate pe standul de încercat roţi dinţate în circuit închis a cărui schemă este prezentată în figura 2.

Ca metodă de încercare s-a utilizat încercarea cu sarcină progresivă care permite obţinerea valorilor rezistenţei la oboseală pe un număr relativ redus de epruvete şi dă în general o dispersie mai mică a rezultatelor decît metoda clasică de încercare la oboseală (metoda Wöhler) prezentînd avantaje nete în special în cazul cînd se execută încercări comparative, cum este cazul la lucrarea de faţă.

Au fost încercate roţi dinţate din oţel 21MoMC12 în următoarele patru variante :

1 — cementare în gaz metan brut urmată de călire dublă în ulei (cu rectificare după tratament termic) ;

2 — cementare cu gaz metan brut urmată de călire în trepte (cu rectificare după tratament termic) ;

3 — carbonitrurare urmată de călire în trepte (fără rectificare după tratament termic) ;

4 — carbonitrurare urmată de călire în trepte (cu rectificare după tratament termic).

Rezultatele experimentale sînt reprezentate în figura 8.

Analiza rezultatelor a permis să se tragă următoarele concluzii interesante :

Astfel, rezultatele experimentale sînt afectate de o dispersie mare care se datoreşte pe de o parte abaterilor mari dimensionale ale roţilor dinţate, dar probabil şi unei tehnologii insuficient de îngrijite. Dispersia mare a rezultatelor nu permite să se tragă concluzii care să asigure o certitudine deplină.

Din compararea valorilor experimentale obţinute se constată că nu apar diferenţe importante între rezistenţele roţilor dinţate tratate cu unul dintre cele patru tratamente, valorile rezistenţelor la oboseală variind în limitele $\sigma'_0 = 71 - 75{,}5$ kgf/mm².

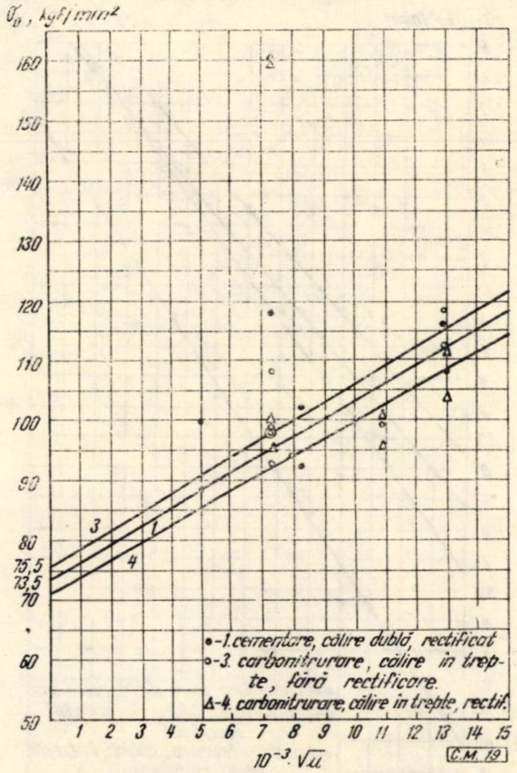


Fig. 8

În cadrul acestor valori se constată că mărimea maximă a rezistenţei la oboseală s-a obţinut pentru roţile dinţate carbonitrurate călite în trepte, nerectificate după tratamentul termic, iar valoarea minimă pentru roţile carbonitrurate, călite în trepte şi rectificate după tratament.

Rezultatele încercărilor asupra roţilor dinţate cementate, călite în trepte şi rectificate au dat o dispersie prea mare care nu a permis trasarea diagramei de oboseală.

Încercările la rupere prin oboseală asupra unor epruvete rotunde cu crestături au fost efectuate pe epruvete rotunde cu o crestătură inelară care modelează efectul de concentrare la rădăcina dintelui. S-a utilizat acelaşi oţel şi cele patru tipuri de tratamente indicate, fundul crestăturii fiind rectificat după tratament la variantele 1 (cementare cu călire dublă), 2 (cementare cu călire în trepte) şi 4 (carbonitrurare cu călire în trepte), în timp ce la varianta 3 fundul crestăturii nu a fost şlefuit.

Încercările s-au efectuat pe standul de încercat la oboseală cu epruvete rotitoare, sarcina fiind aplicată pe epruvetă în consolă.

În figura 9 sînt reprezentate valorile comparative pentru cele patru variante încercate.

Din analiza rezultatelor experimentale rezultă net inferioritatea călirii duble în raport cu celelalte trei variante. În timp ce la variantele cu călire în trepte rezistența la oboseală este apropiată, variind în limitele $\sigma_{-1} = 52 - 56$ kgf/mm², la epruvetele cementate și supuse unei căliri duble, $\sigma_{-1} = 40$ kgf/mm², ceea ce reprezintă o scădere de peste 25% a rezistenței la oboseală.

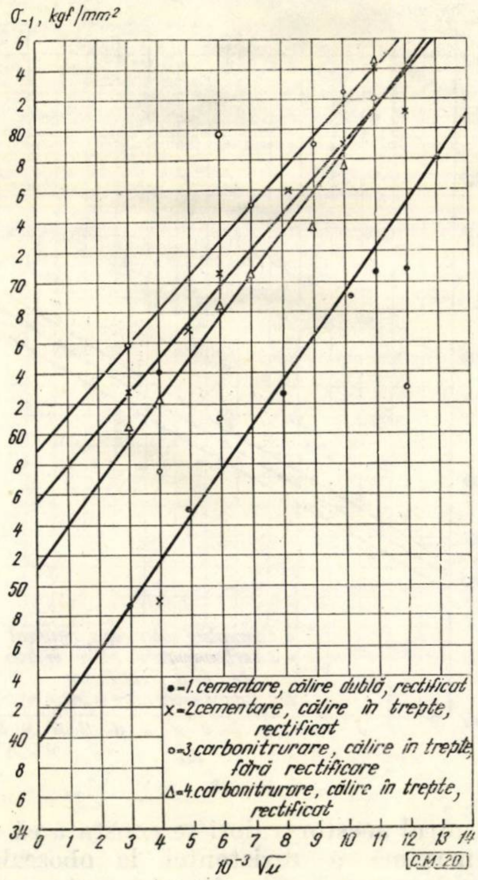


Fig. 9

Încercările la reziliență s-au bazat pe examinarea variației lucrului mecanic înmagazinat după diferite tratamente termice aplicate oțelului 21MoMC12.

Evaluarea lucrului mecanic s-a făcut din încercări la încovoiere prin șoc pe epruvete fără crestături: epruvete normale cu dimensiunile 10 × 10 × 55 mm și microepruvete cu dimensiunile 4 × 4 × 24 mm.

Încercările au fost executate la cîte un ciocan pendul de energie de 15, respectiv 1,6 kgfm, calculîndu-se reziliențele *K* pentru epruvetele normale și *k* pentru microepruvete din L/A, kgfm/cm².

Din examinarea rezultatelor încercărilor de încovoiere prin șoc nu se observă diferențe importante între cele patru loturi de epruvete tratate termic în mod diferit.

Concluzii. Atît încercările pe roți dințate, cît mai ales cele efectuate pe epruvete rotunde cu concentrator vădesc inferioritatea călirii duble în raport cu celelalte tipuri de tratamente studiate.

Totuși, în timp ce cementarea cu călire dublă duce la o scădere substanțială a rezistenței la oboseală în cazul epruvetelor rotunde (25%), în cazul roților dințate scăderea rezistenței la oboseală este mai puțin importantă (de la 75,5 la 73,5 kgf/mm²). Fenomenul se poate explica prin preponderența efectului abaterilor dimensionale asupra rezistenței la oboseală în urma rectificării insuficient de precise a dinților roților dințate.

De asemenea, din punctul de vedere al rezilienței, cele patru tratamente sînt echivalente.

Ca urmare, ținînd seamă și de economicitatea tratamentului de călire în trepte, se poate recomanda renunțarea la călirea dublă în favoarea călirii în trepte.

— Comparînd rezultatele experimentale obținute pe roți dințate și pe epruvete rotunde, se constată rezultate similare privind carbonitrurarea cu călirea în trepte : în ambele cazuri rectificarea a dus la scăderea rezistenței la oboseală.

Acest rezultat se datorește tensiunilor superficiale de întindere produse la rectificare care au prevalat în raport cu scăderea solicitărilor dinamice în urma reducerii abaterilor dimensionale datorite rectificării.

— Atît la epruvetele rotunde, cît mai ales la roțile dințate s-au obținut valori foarte mari ale rezistenței la oboseală, variind roțile dințate între limitele 71 și 75,5 kgf/mm², iar la epruvetele rotunde între 52 și 56 kgf/mm² (dacă se face abstracție de varianta cu călire dublă), ceea ce denotă că mai există o rezervă foarte mare în ceea ce privește dimensionarea angrenajelor limită.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nădășan, Șt.* ș.a. Oboseala metalelor. București, Ed. tehnică, 1962.

[2] *Safta, V.* și *Bernath, A.* Contribuții la determinarea rezistenței la oboseală prin încercarea cu încărcare continuă progresivă. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice Timișoara. În: Studii și cercetări — Științe tehnice 10, nr. 1—2, 1963.

[3] *Bernath, A., Hajdu, I.* și *Safta, V.* Examinarea metodei de încercare la oboseală cu sarcină progresivă. Încercări efectuate asupra oțelurilor carbon de îmbunătățire. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice Timișoara. În: Studii și cercetări—Științe tehnice, nr. 1—2, 1963.

[4] *Bernath, A.* și *Safta, V.* O nouă metodă de încercare la oboseală cu încărcare progresivă. Academia R.P.R. Baza de cercetări științifice Timișoara. În: Studii și cercetări — Științe tehnice, 10, nr. 1 — 2, 1963.

[5] *Horovitz, B.* Reductoare și variatoare de turație. București, Ed. tehnică, 1963.

[6] *Oding, L. A.* K dislocațiunnei teorii ustalosti metalov, Docl. AN SSSR, 6, 1955.

[7] *Weibull, W.* Statistical representation of fatigue failures in solids. Transaction of Royal Inst. of Tehnique Stockholm, 27, 1949.

[8] *Horovitz, B.* ș.a. Aplicarea metodei sarcinii progresive la stabilirea durabilității și a rezistenței la oboseală. În: Studii și cercetări de metalurgie, tom 12, nr. 1, 1967

CZ 621.924.2

Unele probleme privind construcţia maşinilor de rectificat plan

Nicolae GUJA şi Mircea LUDIG

În procesul de dezvoltare şi perfecţionare a construcţiilor de maşini, cercetările în domeniul maşinilor-unelte şi stabilirea direcţiilor de urmat în ceea ce priveşte soluţiile constructive prezintă o deosebită importanţă.

Axat pe această idee, Institutul pentru cercetarea şi proiectarea maşinilor-unelte (ICPMUA) a efectuat unele cercetări în legătură cu maşinile de rectificat plan.

Printre multiplele probleme ridicate de o astfel de maşină se evidenţiază ca avînd o mare importanţă problema construcţiei ghidajelor transversale şi verticale, acestea fiind legate de subansamblurile de care depinde direct precizia de prelucrare.

Cercetările au fost efectuate în sensul de a se determina pe o maşină dată măsura în care soluţia constructivă utilizată asigură realizarea condiţiilor funcţionării normale, precum şi posibilităţile de dezvoltare a construcţiei respective.

Întrucît pentru maşinile de rectificat problema rigidităţii construcţiei prezintă o deosebită importanţă atît din punct de vedere al preciziei ce poate fi realizată, cît şi din punct de vedere al calităţii suprafeţei prelucrate, prin măsurările efectuate conform montajului din figura 1 (*1* — comparator pentru deplasarea arborelui faţă de masă ; *2* — comparator pentru deplasarea arborelui faţă de păpuşa portbroşe ; *3* — comparator pentru deplasarea păpuşii faţă de coloană ; *4* — nivelă de coincidenţă pentru înclinarea saniei verticale) s-a urmărit atît determinarea valorii globale a rigidităţii, valoare dată de deplasarea capătului arborelui principal în raport cu suprafaţa mesei, cît şi rigiditatea subansamblurilor ce influenţează rigiditatea globală a maşinii.

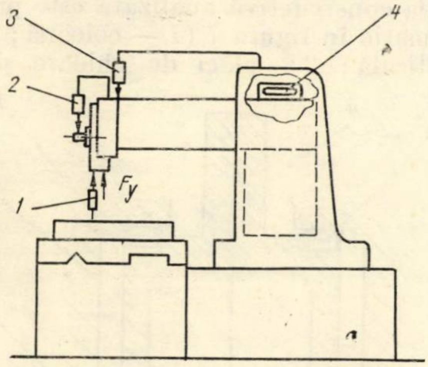


Fig. 1

Pentru aplicarea forţei s-a montat pe masa maşinii un dispozitiv de încărcare cu şurub prin intermediul unui dinamometru.

Schema de aplicare a forţei şi valoarea sa au fost adoptate conform schemei din figura 2, adică forţa radială s-a aplicat sub un unghi $\alpha = 20°$ faţă de verticală.

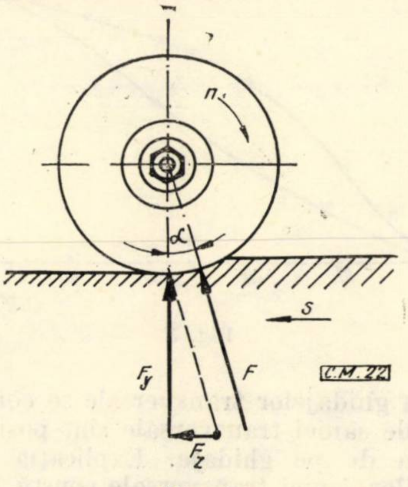


Fig. 2

Unghiul $\alpha = 20°$ a rezultat ca urmare a faptului că cercetările în domeniul procesului de aşchiere prin rectificare plană indică un raport al forţelor de aşchiere [1] :

$$\frac{F_y}{F_z} = 1{,}5...3,$$

de unde :

$$\frac{F_y}{F_z} = \text{ctg } 20° = 2{,}75.$$

Rezultatele măsurărilor sînt prezentate în graficele din figurile 3, 4, 5 şi 6, citirea deplasărilor (fig. 3, 4 şi 5) şi înclinării (fig. 6) efectuîndu-se la aceeaşi încărcare statică *F*.

Graficul din figura 3 indică deplasarea capătului arborelui portpiatră sub sarcina *F*, faţă de masa maşinii, deci rigiditatea globală a ansamblului.

Considerînd graficul din figura 4 care reprezintă deplasarea arborelui portpiatră faţă de păpuşa portlagăr, se constată, în cazul de faţă, că ponderea cea mai mare în deplasarea arborelui o reprezintă deplasarea permisă de lagăr. Graficul din figura 5 reprezintă deplasarea păpuşii portlagăr în raport cu coloana saniei transversale, indicînd deformarea elastică a ghidajelor saniei verticale montată în interiorul coloanei.

Graficul din figura 6, reprezentînd înclinarea saniei verticale, cumulează atît deformarea elastică a ghidajelor verticale, cît şi înclinarea saniei transversale.

Complexul de măsurări prezentat permite ca, prin analiza rezultatelor, să se tragă concluzii asupra eficacităţii soluţiilor constructive utilizate. Examinînd construcţia saniei transversale şi a ghidajelor transversale se constată că înclinările saniei transversale sînt posibile prin ridicarea de pe ghidaje. Explicaţia apariţiei înclinărilor saniei transversale constă în faptul că forţele de aşchiere creează un moment de răsturnare ce are tendinţa de a ridica coloana de pe ghidajele transversale şi, cu toate că rezemarea pe ghidaje se face prin greutatea proprie a coloanei care este destul de mare, trebuie avut în vedere că intrarea şi ieşirea din sarcină se face cu şocuri, avansul transversal intermitent produce forţe de inerţie, iar în timpul aşchierii, forţele de aşchiere au mărimi variabile. Soluţia constructivă optimă în acest caz o reprezintă ghidajele transversale cu strîngere prealabilă [2].

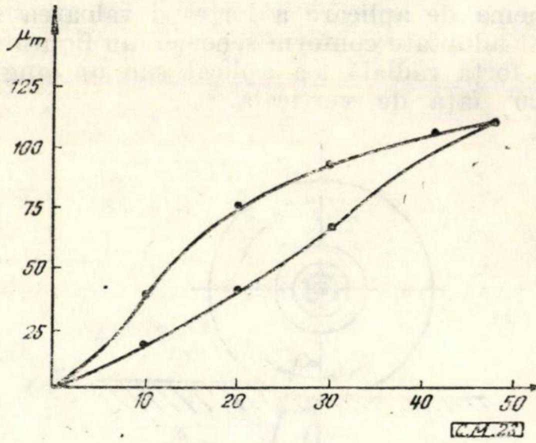


Fig. 3

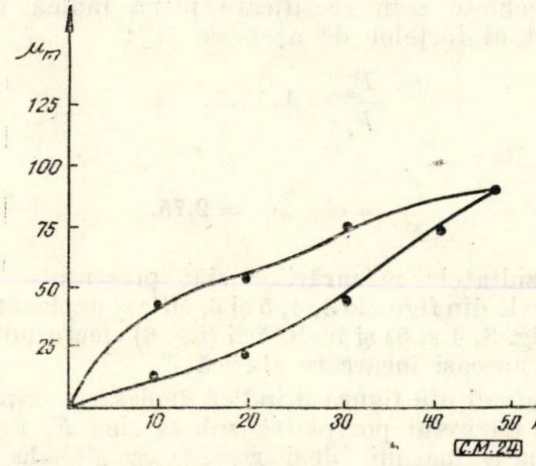


Fig. 4

Conform graficului din figura 5 se constată existenţa unor deplasări ale păpuşii portlagăr faţă de coloană, deplasări care nu se pot datora decît deformării elastice a corpului păpuşii portlagăr sau strîngerii insuficiente în ghidaje a saniei verticale, sanie de care este solidarizată păpuşa portlagăr.

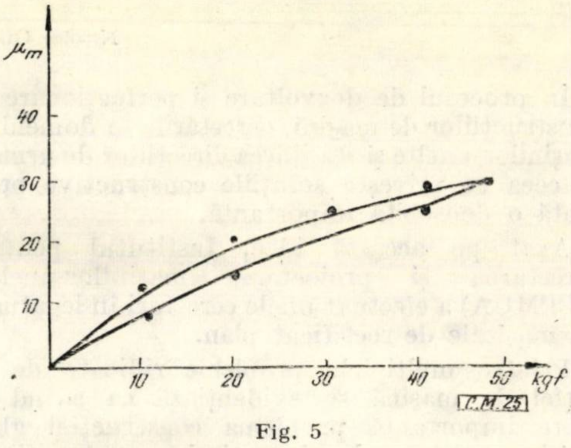


Fig. 5

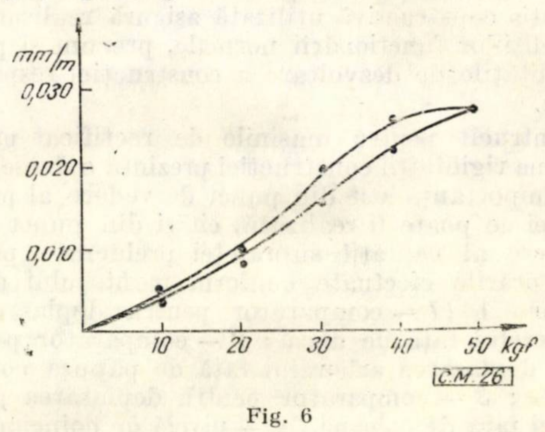


Fig. 6

Soluţia constructivă analizată este prezentată schematic în figura 7 (*1* – coloană ; *2* – sanie verticală ; *3* – plăci de ghidare şi reglaj strîngere ; *4* – păpuşă portlagăr ; *5* – ghidaje verticale de rostogolire).

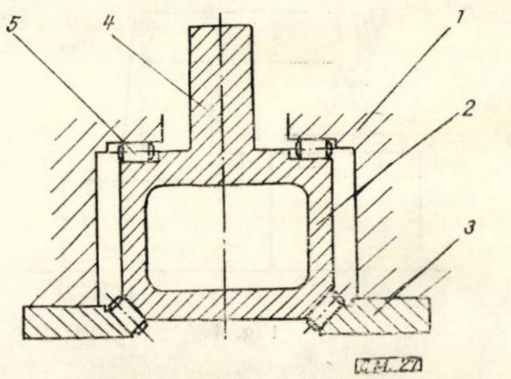


Fig. 7

Forţa de aşchiere aplicată în capătul păpuşii portlagăr tinde să răstoarne sistemul păpuşăsanie verticală, dar acţiunii ei se opun reacţiunile din plăcile de ghidaj.

Păpuşa portlagăr supusă încercării de încovoiere după demontarea de pe maşină s-a deformat foarte puţin. De asemenea, au rezultat valori extrem de mici pentru deformarea şuruburilor de prindere a păpuşii de sania verticală.

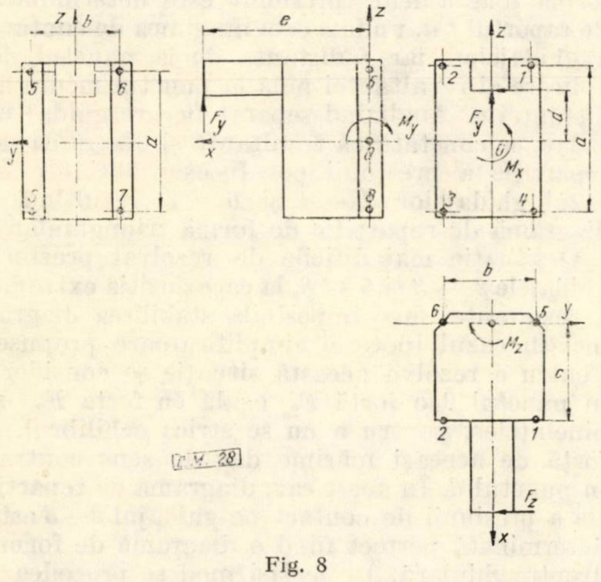


Fig. 8

Concluzia care se impune este că deplasările sînt influenţate în primul rînd de construcţia ghidajelor verticale.

Spre a evidenţia soluţia constructivă optimă a fost efectuată o analiză mai amănunţită a echilibrului saniei verticale supuse acţiunii forţelor de aşchiere.

După cum se constată din figura 8, forţele de aşchiere F_y şi F_z acţionează asupra saniei verticale prin intermediul păpuşii portlagăr.

Se reduce acţiunea lor în centrul sistemului de coordonate considerat în planul plăcilor de ghidare şi reglaj. Se face ipoteza simplificatoare că greutatea saniei verticale echilibrează în orice moment forţa F_y şi că nu există moment dat de greutatea saniei verticale. Se pot lua în considerare aceste ipoteze întrucît între sania verticală şi coloană există o legătură prin intermediul unui suport şi al unui şurub conducător prin care se transmite mişcarea de avans vertical, suportul preluînd greutatea saniei ; centrul de greutate al saniei fiind apropiat de suport, influenţa momentului amintit este redusă. Reducînd forţele F_y şi F_z în punctul 0 şi ţinînd seamă de ipotezele simplificatoare menţionate, rezultă că forţa F_y creează momentul $M_y=F_y\cdot e$. Acest moment va fi echilibrat de reacţiuni ce vor apărea în punctele *5*, *6* şi *3*, *4* în plane paralele cu planul *xoz* :

$$F_y\cdot e=(F_{5y}+F_{6y})\cdot\frac{a}{2}+(F_{3y}+F_{4y})\cdot\frac{a}{2};$$

$$F_{5y}+F_{6y}=F_{3y}+F_{4y}.$$

Din condiţiile de simetrie rezultă :

$$F_{5y}=F_{6y}=F_{3y}=F_{4y}=\frac{F_y\cdot e}{2\cdot a}.$$

Forţa F_z creează momentele M_x şi M_z.

Momentul $M_x=F_z\cdot d$ va fi echilibrat de reacţiunile ce apar în punctele *6* şi *8* în planul *yoz* :

$$F_z\cdot d=F_{6x}\frac{a}{2}+F_{8x}\cdot\frac{a}{2}.$$

Cum : $F_{6x}=F_{8x}$, rezultă :

$$F_{6x}=F_{8x}=\frac{F_z\cdot d}{a}.$$

Momentul $M_z=F_z\cdot e$ va fi echilibrat de reacţiuni ce apar în punctele *1*, *4* şi *6*, *7* în plane paralele cu planul *xoz*:

$$F_z\cdot e=(F_{1z}+F_{4z})\cdot\frac{b}{2}+(F_{6z}+F_{7z})\cdot\frac{b}{2};$$

$$F_{1z}+F_{4z}=F_{6z}+F_{7z}.$$

Din condiţii de simetrie rezultă :

$$F_{1z}=F_{4z}=F_{6z}=F_{7z}=\frac{F_z\cdot e}{2\,b}.$$

Suprapunînd efectele solicitărilor, se obţine schema reacţiunilor ce menţin în echilibru sania verticală, opunîndu-se acţiunii forţelor exterioare de aşchiere (fig. 9).

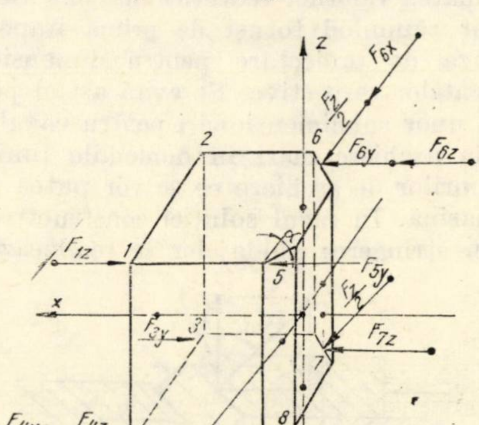


Fig. 9

Aceste forţe, în cazul unei rigidităţi absolute a sistemului, ar fi preluate numai prin înlăturarea jocurilor din ghidaje. Întrucît însă sistemul este deformabil elastic — deci se pot produce desprinderi ale saniei verticale în unele puncte de pe ghidaje — este necesară o prestrîngere care să asigure în fiecare moment forţele necesare echilibrului. Ca sistemul să fie stabil va trebui ca forţele de strîngere să fie mai mari decît reacţiunile necesare pentru echilibrarea forţelor de aşchiere, astfel încît strîngerea să fie asigurată şi în cazul extrem al forţelor de aşchiere cu valori maxime. Pe de altă parte, valoarea strîngerii în ghidaje necesită o analiză mai atentă întrucît se poate observa că, chiar în cazul cînd strîngerile sînt depăşite de reacţiunile determinate de forţele de aşchiere, sistemul va rămîne totuşi în echilibru datorită unor deplasări determinate de deformaţiile elementelor de strîngere care creează astfel, în continuare, forţa necesară, neexistînd posibilitatea sesizării faptului că strîngerea este depăşită. Eventualitatea strîngerii la montaj cu forţe mai mici decît cele cerute de forţele de aşchiere cere neapărat precizarea valorii strîngerii, luînd în considerare faptul că forţele de aşchiere nu sînt constante în timpul aşchierii, ci prezintă variaţii care se traduc prin deformări variabile ale sistemului de strîngere, deci o sursă în plus de vibraţii care se suprapune peste cele existente. Rămîne o problemă a proiectantului determinarea strîngerii spre a realiza condiţiile optime în care se realizează scopul propus, respectiv calitatea suprafeţei prelucrate şi precizia prelucrării. Este important să se ţină seamă de aceste consideraţii, întrucît strîngerea în ghidaje determină creşterea forţelor necesare manevrării saniei verticale, factor ce nu poate fi neglijat în construcţia unei maşini de rectificat plan. Rezolvarea optimă se poate obţine prin cercetare experimentală pe prototip, determinarea valorilor teoretice maxime ale strîngerilor rămînînd totuşi de primă importanţă în faza de proiectare pentru dimensionarea elementelor respective. Se evită astfel posibilitatea unor subdimensionări pentru cazul forţelor de aşchiere mari în domeniile limită ale regimurilor de aşchiere ce se vor putea realiza pe maşină. În cazul soluţiei constructive analizate, strîngerea ghidajelor se realizează prin împingerea plăcilor de ghidare spre sania verticală. Reacţiunea determinată de strîngerea F_s este R, cu componentele R_1 şi R_2.

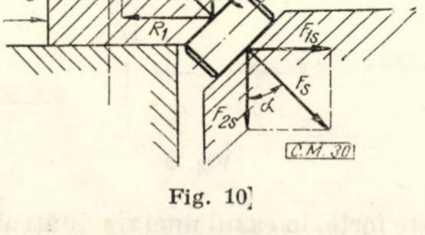


Fig. 10

Aceste componente asigură stabilitatea saniei verticale, trebuind să fie mai mari decît valorile rezultate din calcule. Pentru a se putea aprecia strîngerea, trebuie cunoscută presiunea de contact pe ghidajele respective. Avînd calculată, din condiţiile de echilibru, rezultanta forţelor de reacţiune pe ghidaj şi admiţînd ipoteza simplificatoare (prof. D.N. Reşetov) că presiunea de contact se repartizează liniar în lungul ghidajelor şi uniform pe lăţimea lor, forma diagramelor presiunii este determinată de raportul f/a, unde a este lungimea de contact a ghidajelor, iar f distanţa de la punctul de aplicare al rezultantei pînă la punctul mediu al distanţei a. Analizînd separat fiecare ghidaj în parte, se constată că rezultanta şi diagrama de repartiţie a presiunii pot fi uşor obţinute în cazul ghidajelor *1 — 4* şi *6 — 7*, rezultînd o diagramă de repartiţie de formă triunghiulară.

O situaţie mai dificilă de rezolvat prezintă ghidajele *2 — 3* şi *5 — 8*, la care poziţia extremă a rezultantei face imposibilă stabilirea diagramei în cazul ipotezei simplificatoare propuse. Pentru a rezolva această situaţie se consideră în punctul *2* o forţă F_{2_v} egală cu forţa F_{3_v} şi bineînţeles, pentru a nu se strica echilibrul, o forţă de aceeaşi mărime dar de sens contrar în punctul *6*. În acest caz, diagrama de repartiţie a presiunii de contact pe ghidajul *2—3* este determinată perfect fiind o diagramă de formă dreptunghiulară. În acelaşi mod se procedează şi cu ghidajul *5 — 8* în ambele plane şi prin aceasta schema de repartiţie a presiunii de contact fiind perfect determinată se pot calcula strîngerile necesare. Se constată că pe ghidajele *5 — 8* şi *6 — 7* forţele necesare echilibrului au în cele două plane perpendiculare valori independente de unghiul α al ghidajului de pe sania verticală, raportul mărimii lor depinzînd de alte dimensiuni ale ansamblului sanie verticală-păpuşă portlagăr.

Există trei posibilităţi de alegere a unghiului pentru execuţia plăcilor de strîngere, unghi de care depinde raportul mărimii celor două componente R_1 şi R_2 create prin strîngere.

Astfel, unghiul α al plăcii de ghidaj poate fi mai mic decît cel rezultat din raportul forţelor necesare echilibrului. În acest caz asigurînd forţa R_1, rezultă R_2 mai mare decît valoarea necesară, ceea ce asigură în planul vertical o strîngere foarte bună, dar, ca o consecinţă a creşterii reacţiunilor pe cele patru ghidaje verticale, se produce creşterea frecărilor, deci eforturi suplimentare la operator sau demultiplicări mai mari în lanţul cinematic al maşinii.

Apoi, unghiul α poate fi aproximativ egal cu cel rezultat din consideraţiile anterioare. În acest caz, asigurînd forţa R_1 rezultă R_2 la valoarea necesară; totuşi trebuie luat în considerare că unghiul α este variabil pe înălţimea ghidajului şi oricum trebuie asigurat un coeficient de siguranţă.

În sfîrşit, unghiul α poate fi mai mare decît cel rezultat din calcule. În acest caz, pentru a obţine forţa de strîngere necesară R_2, trebuie dezvoltată o forţă R_1 mai mare decît cea rezultată din condiţiile de echilibru. Situaţia este favorabilă întrucît cu creşterea acestei forţe cu există pericolul măririi exagerate a efortului la operator, forţele de frecare crescînd numai pe două din ghidaje. Ca o deficienţă în acest caz, apare necesitatea împingerii cu forţe mai mari a plăcilor de ghidaj împotriva saniei verticale.

Din cele expuse apare ca favorabil ultimul caz, cu condiţia însă ca unghiul α să nu depăşească cu mult valorile din cazul anterior. Examinînd ecuaţiile de echilibru, este foarte interesant de observat că dimensiunea c nu intervine în aceste ecuaţii. Concluzia practică, de mare importanţă, ce se desprinde este că sania verticală de formă paralelipipedică nu este strict necesară pentru obţinerea unui echilibru mai bun, respectiv forţele din ghidaje nu depind de c.

Dimensiunea c poate fi redusă pînă la limita impusă de rigiditatea sistemului, practic sania verticală reducîndu-se la o placă pe care se află de o parte şi de alta, în echilibru, păpuşa portlagăr şi motorul de antrenare.

O astfel de construcţie a şi fost realizată de firma Blohm.

Prin aplicarea ei se obţine o importantă economie de metal, eliminîndu-se piese mari şi cu o configuraţie care ridică probleme de prelucrare dificile. După cum se constată, exigenţele industriei au dus în ultimul timp la o construcţie extrem de evoluată a maşinilor de rectificat plan şi din această cauză problemele ridicate de construcţia lor prezintă o mare importanţă cu atît mai mult cu cît în industrie acest tip de maşină-unealtă capătă o răspîndire din ce în ce mai mare, prezentînd un cîmp de utilizare foarte larg.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iaşceriţin.* Şlifovanie metalov. Minsk, 1963.

[2] *Sandu, I. G.* Ghidajele maşinilor-unelte. Bucureşti, 1967.

UZ 621.224.001.5 : 532.51

Contribuţii la calculul hidraulic al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia turbinelor hidraulice

Dan V. BRETAN

Sînt binecunoscute carenţele calculului hidraulic clasic al camerelor spirale de secţiune circulară, atît sub aspectul simplificărilor geometrice admise la stabilirea relaţiilor lui de bază, cît şi sub aspectul posibilităţilor lui limitate de utilizare la dimensionarea diferitelor tipuri de configuraţii implicate de spiralele de secţiune circulară ale turbinelor hidraulice. Este vorba, pe de o parte, de aproximaţiile introduse în calculul clasic prin substituirea principalelor suprafeţe reale de trecere ale spiralelor cu secţiuni relativ fictive de formă pur circulară sau ovală, iar pe de altă parte, de imposibilitatea aplicării relaţiilor de bază ale metodei clasice la dimensionarea secţiunilor terminale ale spiralelor de acest tip.

Camerele spirale de secţiune circulară calculate pe baza metodei clasice rezultă astfel cu forme aproximative — parţial calculate, parţial trasate constructiv — şi cu caracteristici funcţionale discutabile în raport cu garanţiile preconizate la începerea calculului propriu-zis. Trebuie remarcat că toate aproximaţiile introduse în calculul clasic nu pot conduce în final decît la scurgeri reale necontrolate în interiorul spiralelor dimensionate pe baza acestei metode şi implicit la foarte probabile diminuări de randamente şi, respectiv, înrăutăţiri ale funcţionării de ansamblu a maşinilor, atît din punct de vedere al vibraţiilor, cît şi al forţelor radiale ce acţionează asupra părţilor lor rotitoare.

De subliniat faptul că metoda clasică conduce în plus în special în cazul camerelor spirale mari şi la importante investiţii suplimentare, atît în spiralele propriu-zise, cît şi în partea de construcţie aferentă lor, ca urmare a supradimensionării automate a camerelor prin însuşi modul lor de calcul.

Merită a fi subliniat faptul că parte din carenţele calculului hidraulic clasic pot fi eliminate cu ajutorul unei metode ameliorate propusă nu de mult de M.M. Orahelaşvili [1], bazată în principiu pe corectarea grafoanalitică a dimensiunilor determinate prin metoda clasică, cu luarea în considerare a secţiunilor reale de trecere a camerelor. Însă nici metoda propusă de M.M. Orahelaşvili nu elucidează problema calculului tuturor secţiunilor spiralelor, mai precis al secţiunilor terminale care urmează să fie trasate şi în acest caz constructiv. Se remarcă în plus caracterul relativ laborios al metodei, implicat de multiplele tatonări pe care le necesită în corectarea calculului clasic.

Această lucrare încearcă o eliminare practic totală a inconvenientelor calculului clasic şi a celui propus de M.M. Orahelaşvili, prin stabilirea unei metode de calcul analitice ce ţine seamă de secţiunile reale de trecere ale camerelor şi care se referă în plus la întreg ansamblul secţiunilor acestora.

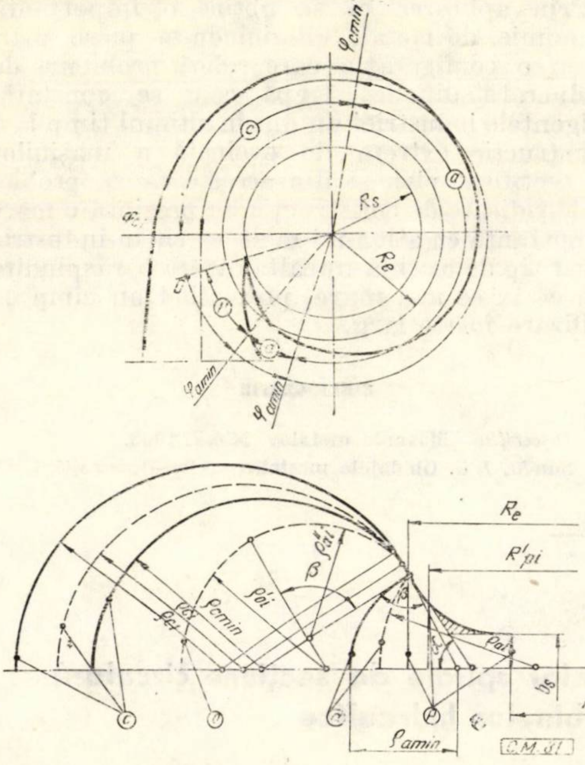


Fig. 1

Ipoteze de calcul. Geometria admisă pentru spirală, redată în figura 1, corespunde unei geometrii uzuale şi poate fi considerată ca una dintre cele mai raţionale, atît din punct de vedere hidraulic, cît şi tehnologic, în raport cu alte configuraţii posibile, indiferent de mărimea considerată a turbinelor [1].

Secţiunile aparţinînd spiralei propriu-zise se extind de-a lungul unui unghi de înfăşurare total φ_{c1} şi pot fi grupate în patru configuraţii tip, notate în cele ce urmează cu indicii *c*, *o*, *a* şi respectiv *p*.

Prima configuraţie tip — secţiunile circulare *c* — se realizează în principiu prin intermediul unor arce de cerc cu raze curente ρ_{ci}, variabile de la o valoare maximă ρ_{c1} la o valoare minimă $\rho_{c\,min}$, tangente permanent la direcţia α a statorului. Secţiunile se extind în lungul unui unghi de înfăşurare cuprins între φ_{c1} şi respectiv $\varphi_{c\,min}$, unghiul $\varphi_{c\,min}$ corespunzînd secţiunii cu $\rho_{c\,min}$, tangentă la direcţia α a statorului pe raza exterioară a acestuia R_e.

Cea de-a doua configuraţie tip — secţiunile ovale *o* — rezultă din combinarea a cîte două arce de cerc cu razele ρ'_{0i} şi ρ''_{0i} tangente între ele la un unghi β dat, constant pentru toate secţiunile de acest tip luate în considerare. Secţiunile sînt cuprinse într-un domeniu de unghiuri de înfăşurare extinse de la $\varphi_{c\,min}$ la $\varphi_{0\,min}$, razele ρ'_{0i} şi respectiv ρ''_{0i} variind de la o valoare limită comună $\rho_{c\,min}$, corespunzătoare lui $\varphi_{c\,min}$, la $\rho_{a\,min}$ şi respectiv zero pentru unghiul limită $\varphi_{0\,min}$.

Secţiunile de tip *a*, plasate în zona terminală a camerei, se extind de-a lungul unui unghi de înfăşurare cuprins între $\varphi_{0\,min}$ şi respectiv $\varphi_{a\,min}$ şi se realizează în principiu cu ajutorul unor arce de cerc cu raze curente ρ_{ai}, avînd drept coardă punctele extreme ale statorului corespunzătoare razei R_e. Unghiurile $\varphi_{0\,min}$ şi respectiv $\varphi_{a\,min}$ corespund razei $\rho_{a\,min}$ şi respectiv poziţiei în care raza ρ_{ai} devine teoretic infinită, arcul de cerc corespunzător acesteia suprapunîndu-se cu coarda aferentă lui.

Ultima configuraţie tip — secţiunile aferente pintenului spiralei *p* — sînt reprezentate de simple segmente de dreaptă cu raze curente R'_{pi}, dezvoltate în limitele de înălţime a statorului şi într-un domeniu de raze cuprins între R_e şi respectiv R_s, unghiurile de înfăşurare limită corespunzînd lui $\varphi_{a\,min}$ şi respectiv zero.

Pentru toate configuraţiile tip menţionate, suprafeţele de trecere admise în calcule s-au considerat extinse pînă la raza de ieşire din stator R_s, neglijîndu-se sistematic, pentru simplificarea calculelor, suprafaţa haşurată în figura 1, corespunzătoare zonei de racordare a înălţimii statorului b_s la direcţia α a acestuia.

Secţiunile active astfel admise conduc la o aşezare pe baze mai reale a calculului hidraulic şi permit în acelaşi timp eliminarea practic totală a inconsecvenţelor calculului clasic; pare de altfel puţin justificat faptul că această ipoteză, deşi admisă curent în calculul clasic al spiralelor cu alte tipuri de secţiuni, nu este luată în considerare şi în calculul hidraulic clasic al camerelor spirale de secţiune circulară [1] ... [4].

În ce priveşte caracterul scurgerii metoda se bazează pe admiterea unei curgeri axial-simetrice potenţiale ideale de-a lungul întregii spirale propriu-zise, din punct de vedere matematic ipotezele introduse permiţînd scrierea relaţiilor cunoscute [1] ... [5]:

$$Q_i = \frac{Q\,\varphi_i}{360} \tag{1}$$

şi respectiv:

$$r\,v_u = K, \tag{2}$$

în care:

Q este debitul de calcul al turbinei, m³/s;

φ_i — unghiul de poziţie al secţiunii considerate, măsurat în sens invers curgerii de la vîrful pintenului spiralei, grade;

Q_i — debitul aferent secţiunii plasate la unghiul φ_i, m³/s;

r — raza curentă în secţiunea considerată, m;

v_u — viteza tangenţială corespunzătoare razei r în secţiunea plasată la unghiul φ_i, m/s;

K — constanta spiralei, m²/s.

Valoarea constantei spiralei K din ecuaţia (2) se determină în continuare pe baza dimensiunilor primei secţiuni a camerei, calculată cu o viteză medie de intrare adoptată corespunzător.

Relaţii de calcul. Conform ipotezelor admise, aria secţiunii de intrare în cameră A_1 poate fi calculată în baza relaţiei de continuitate:

$$A_1 = \frac{Q_{c1}}{v_1}, \qquad (3)$$

debitul aferent acestei secţiuni Q_{c_1} rezultînd din egalitatea (1) particularizată pentru unghiul de înfăşurare maxim φ_{c_1}:

$$Q_{c_1} = \frac{Q\,\varphi_{c_1}}{360}, \qquad (4)$$

iar viteza medie v_1 din recomandările literaturii de specialitate [2] ... [5].

Observînd pe de altă parte, cu luarea în considerare a notaţiilor din figura 2, că:

$$A_1 = 2\int_{R_S}^{R'_{c1}} Z\,\mathrm{d}r = 2\int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} Z\,\mathrm{d}r + 2\int_{R''_r}^{R''_{c1}} Z\,\mathrm{d}r + {}$$

$$+ 2\int_{R_S}^{R''_r} Z\,\mathrm{d}r \qquad (5)$$

şi că:

$$A'_1 = 2\int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} Z\,\mathrm{d}r = 2\int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} \sqrt{\rho_{c1}^2 - (r - a_{c_1})}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \left[\frac{\pi}{2}\left(1 + \frac{\alpha}{90}\right) + \sin\alpha\cos\alpha\right]\rho_{c_1}^2; \qquad (6)$$

$$A''_1 = 2\int_{R''_r}^{R'_{c1}} Z\,\mathrm{d}r = 2\int_{R'_r}^{R''_{c1}} (r - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\mathrm{d}r =$$

$$= \frac{\cos^2\alpha}{\mathrm{tg}\,\alpha}\,\rho_{c1}^2 - \frac{b_s^2}{4\,\mathrm{tg}\,\alpha}; \qquad (7)$$

$$A'''_1 = 2\int_{R_S}^{R''_r} Z\,\mathrm{d}r = 2\int_{R_S}^{R''_r} \frac{b_s}{2}\,\mathrm{d}r = b_s\left(R'_r - R_S + {}\right.$$

$$\left. + \frac{b_s}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right), \qquad (8)$$

se obţine imediat expresia secţiunii de intrare în funcţie de raza ρ_{c_1}:

$$A_1 = \left[\frac{\pi}{2}\left(1 + \frac{\alpha}{90}\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha\right]\rho_{c1}^2 + b_s(R'_r - R_S) + {}$$

$$+ \frac{b_s^2}{4\,\mathrm{tg}\,\alpha} \qquad (9)$$

şi în final, revenind cu valorile (4) şi (9) în relaţia (1), expresia razei acestei secţiuni:

$$\rho_{c_1} = \sqrt{\frac{\dfrac{Q\varphi_{c_1}}{360\,v_1} - b_s(R'_r - R_S) - \dfrac{b_S^2}{4\,\mathrm{tg}\,\alpha}}{\dfrac{\pi}{2}\left(1 + \dfrac{\alpha}{90}\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha}}. \qquad (10)$$

Calculul integralelor (6), (7) şi (8) s-a făcut cu luarea în considerare a relaţiilor geometrice evidente, impuse de racordarea aleasă între cameră şi stator:

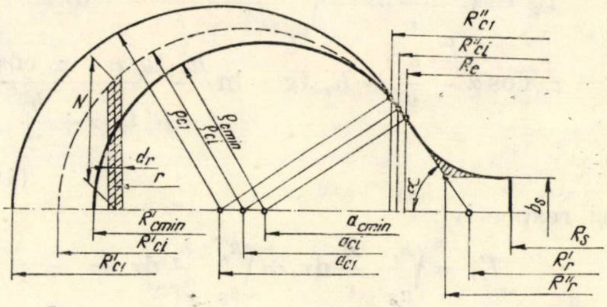


Fig. 2

$$a_{c_1} = R'_r + \frac{\rho_{c_1}}{\sin\alpha}; \qquad (11)$$

$$R'_{c_1} = R'_r + \rho_{c_1}\left(1 + \frac{1}{\sin\alpha}\right); \qquad (12)$$

$$R''_{c_1} = R'_r + \rho_{c_1}\frac{\cos\alpha}{\mathrm{tg}\,\alpha} \qquad (13)$$

şi respectiv:

$$R''_r = R'_r + \frac{b_s}{2\,\mathrm{tg}\,\alpha}. \qquad (14)$$

Constanta spiralei se poate calcula, prin aplicarea ecuaţiei de continuitate în secţiunea de intrare, cu luarea în considerare a legii de mişcare (2) şi a relaţiei (4), rezultînd:

$$K = \frac{Q\varphi_{c_1}}{720\displaystyle\int_{R_S}^{R'_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r}. \qquad (15)$$

Integrala de la numitorul expresiei (15) se calculează similar integralei (5) pe zone, ţinînd seamă de relaţiile geometrice (12), (13) şi (14), după cum urmează:

$$I_{c_1} = \int_{R_S}^{R'_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R''_r}^{R''_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + {}$$

$$+ \int_{R_S}^{R''_r} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r, \qquad (16)$$

cu valorile parţiale :

$$I'_{c1} = \int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_{c1}}^{R'_{c1}} \frac{\sqrt{\rho_{c1}^2 - (r - a_{c_1})^2}}{r}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \frac{\pi}{2}\,a_{c_1}\left(1 + \frac{\alpha}{90}\right) - \sqrt{a_{c1}^2 - \rho_{c1}^2}\left(\arcsin \cdot \frac{R'_r \sin\alpha}{a_{c_1} - \rho_{c_1}\sin\alpha} + \frac{\pi}{2}\right) - \rho_{c_1}\cos\alpha; \tag{17}$$

$$I''_{c1} = \int_{R''_r}^{R''_{c1}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_r}^{R''_{c1}} \frac{(r - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha}{r}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \rho_{c_1}\cos\alpha - \frac{b_s}{2} - R'_r\cdot\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\ln\frac{R'_r\cdot\mathrm{tg}\,\alpha + \rho_{c_1}\cos\alpha}{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}} \tag{18}$$

şi respectiv :

$$I'''_{c1} = \int_{RS}^{R''_r} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{RS}^{R''_r} \frac{b_s}{2r}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \frac{b_s}{2}\ln\frac{R'_r\cdot\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}}{R_s\cdot\mathrm{tg}\,\alpha}, \tag{19}$$

problema fiind astfel pe deplin rezolvată.

Dimensionarea restului de secţiuni aparţinînd spiralei propriu-zise se face în principiu pe baza unei relaţii similare lui (15) scrisă în cazul unei secţiuni oarecare sub forma generală:

$$\varphi_i = \frac{720\,K}{Q}\int_{R_s}^{R_i} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r, \tag{20}$$

indicii *i* fiind precedaţi, după configuraţia secţiunii, de unul din simbolurile introduse : *c*, *o*, *a* sau *p*.

Problema dimensionării acestor secţiuni se reduce aşadar, conform relaţiei introduse, la evaluarea integralei din partea dreaptă a egalităţii pentru fiecare configuraţie tip în parte.

Prin analogie cu relaţia (16) se poate scrie pentru o secţiune circulară oarecare :

$$I_{ci} = \int_{R_S}^{R'_{ci}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_{ci}}^{R'_{ci}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R''_r}^{R''_{ci}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R_S}^{R''_r} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r, \tag{21}$$

cu valorile integralelor parţiale :

$$I'_{ci} = \int_{R''_{ci}}^{R'_{ci}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_{ci}}^{R'_{ci}} \frac{\sqrt{\rho_{ci}^2 - (r - a_{ci})^2}}{r}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \frac{\pi}{2}\,a_{ci}\left(1 + \frac{\alpha}{90}\right) - \sqrt{a_{ci}^2 - \rho_{ci}^2}\left(\arcsin\frac{R'_r\sin\alpha}{a_{ci} - \rho_{ci}\sin\alpha} + \frac{\pi}{2}\right) - \rho_{ci}\cos\alpha; \tag{22}$$

$$I''_{ci} = \int_{R''_r}^{R''_{ci}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_r}^{R''_{ci}} \frac{(r - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha}{r}\,\mathrm{d}r =$$

$$= \rho_{ci}\cdot\cos\alpha - \frac{b_s}{2} - R'_r\cdot\mathrm{tg}\,\alpha\,\ln\frac{R'_r\mathrm{tg}\,\alpha + \rho_{ci}\cdot\cos\alpha}{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}} \tag{23}$$

şi respectiv :

$$I'''_{ci} = I'''_{c1}. \tag{24}$$

Calculul integralelor (22) şi respectiv (23) s-a făcut ţinînd seamă de relaţia (14) şi de relaţii analogice lui (12) şi (13) :

$$R'_{ci} = R'_r + \rho_{ci}\left(1 + \frac{1}{\sin\alpha}\right), \tag{25}$$

respectiv :

$$R''_{ci} = R'_r + \rho_{ci}\frac{\cos\alpha}{\mathrm{tg}\,\alpha}, \tag{26}$$

în calculul lui I'_{ci} urmînd să se ţină seamă în plus şi de o relaţie similară lui (11) :

$$a_{ci} = R'_r + \frac{\rho_{ci}}{\sin\alpha}. \tag{27}$$

Gama valorilor lui ρ_{ci} ce urmează să fie luate în considerare la calculul integralei (21) este dată de relaţia :

$$\rho_{c1} > \rho_{ci} \geqslant \rho_{c\,min}, \tag{28}$$

căreia îi corespunde gama unghiulară :

$$\varphi_{c1} > \varphi_{ci} \geqslant \varphi_{c\,min}, \tag{29}$$

cu raza minimă :

$$\rho_{c\,min} = (R_s - R'_r)\frac{\mathrm{tg}\,\alpha}{\cos\alpha}, \tag{30}$$

dedusă în baza considerentelor expuse, valoarea $\varphi_{c\,min}$ determinîndu-se din (20) prin introducerea valorii integralei (21) corespunzătoare lui $\rho_{c\,min}$ dat de relaţia (30).

Pentru secţiunile de tip *o*, valoarea integralei din (20) se poate calcula, ţinînd seamă de notaţiile din figura 3, cu relaţia :

$$I_{oi} = \int_{R_S}^{R'_{oi}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r = \int_{R''_{oi}}^{R'_{oi}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R_e}^{R''_{oi}} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R''_r}^{R_e} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r + \int_{R_S}^{R''_r} \frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r, \tag{31}$$

în care:

$$I'_{oi}=\int_{R''_{oi}}^{R'_{oi}}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r=\int_{R''_{oi}}^{R'_{oi}}\frac{\sqrt{\rho'^2_{oi}-(r-a'_{oi})^2}}{r}\,\mathrm{d}r=$$

$$=\frac{\pi}{2}a'_{oi}\left(1-\frac{\beta-\alpha}{90}\right)-\sqrt{a'^2_{oi}-\rho'^2_{oi}}\left[\frac{\pi}{2}-\right.$$

$$\left.-\arcsin\frac{\rho'_{oi}+a'_{oi}\cdot\sin(\beta-\alpha)}{a'_{oi}+\rho'_{oi}\cdot\sin(\beta-\alpha)}\right]-$$

$$-\rho'_{oi}\cdot\cos(\beta-\alpha);\qquad(32)$$

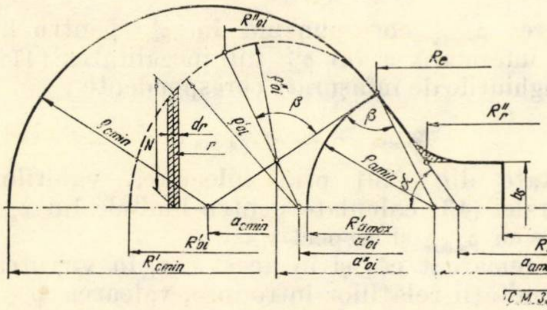


Fig. 3

$$I''_{oi}=\int_{R_e}^{R''_{oi}}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r=$$

$$=\int_{R_e}^{R''_{oi}}\frac{(R_e-R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha-\rho''_{oi}\cos\alpha+\sqrt{\rho''_{oi}-(r-a''_{oi})^2}}{r}\,\mathrm{d}r=$$

$$=\frac{\pi}{180}\beta a''_{oi}-\sqrt{a''^2_{oi}-\rho''^2_{oi}}\left[\arcsin\frac{a''_{oi}\sin\alpha-\rho''_{oi}}{R_e}+\right.$$

$$\left.+\arcsin\frac{\rho''_{oi}+a''_{oi}\cdot\sin(\beta-\alpha)}{a''_{oi}+\rho''_{oi}\cdot\sin(\beta-\alpha)}\right]+$$

$$+[(R_e-R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha-\rho''_{oi}\cdot$$

$$\cdot\cos\alpha]\ln\frac{2\sin\frac{\beta}{2}\cos\left(\alpha-\frac{\beta}{2}\right)\rho''_{oi}+R_e}{R_e}+$$

$$+2\sin\frac{\beta}{2}\cdot\sin\left(\alpha-\frac{\beta}{2}\right)\rho''_{oi};\qquad(33)$$

$$I'''_{oi}=\int_{R''_r}^{R_e}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r=\int_{R''_r}^{R_e}\frac{(r-R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha}{r}\,\mathrm{d}r=$$

$$=(R_e-R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha-\frac{b_s}{2}+$$

$$+R'_r\cdot\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\ln\frac{R'_r\mathrm{tg}\,\alpha+\frac{b_s}{2}}{R_e\cdot\mathrm{tg}\,\alpha}\qquad(34)$$

şi respectiv:

$$I^{IV}_{oi}=I'''_{c1}.\qquad(35)$$

La calculul integralelor (32), (33) şi (34) s-a ţinut seamă de relaţia (14), precum şi de relaţiile geometrice simple:

$$R'_{oi}=\left[1+\frac{\sin\beta-\cos\alpha}{\cos(\beta-\alpha)}\right]\rho''_{oi}+$$

$$+R_e+(R_e-R'_r)\frac{1-\sin(\beta-\alpha)}{\cos(\beta-\alpha)}\mathrm{tg}\,\alpha\qquad(36)$$

şi respectiv:

$$R''_{oi}=2\sin\frac{\beta}{2}\cos\left(\alpha-\frac{\beta}{2}\right)\rho''_{oi}+R_e.\qquad(37)$$

Calculul valorilor parţiale (32) şi (33) în funcţie de ρ''_{oi} se face ţinînd seamă şi de relaţiile suplimentare:

$$\rho'_{oi}=2\frac{\sin\left(\alpha-\frac{\beta}{2}\right)\sin\frac{\beta}{2}}{\cos(\beta-\alpha}\rho''_{oi}+$$

$$+(R_e-R'_r)\frac{\mathrm{tg}\,\alpha}{\cos(\beta-\alpha)};\qquad(38)$$

$$a'_{oi}=\frac{\sin\beta}{\cos(\beta-\alpha)}\rho''_{oi}+R_e-(R_e-$$

$$-R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\mathrm{tg}\,(\beta-\alpha)\qquad(39)$$

şi respectiv:

$$a''_{oi}=\rho''_{oi}\cdot\sin\alpha+R_e,\qquad(40)$$

stabilite prin consideraţii geometrice simple.

Gama valorilor lui ρ''_{oi} ce urmează să fie luată în considerare la calculul integralei (31) este dată de dubla inegalitate:

$$\rho_{c\,min}>\rho''_{0i}>0,\qquad(41)$$

căreia îi corespunde dubla inegalitate unghiulară

$$\varphi_{c\,min}>\varphi_{0i}>\varphi_{o\,min},\qquad(42)$$

unghiul $\varphi_{c\,min}$ corespunzînd celui introdus în (29), iar $\varphi_{o\,min}$, celui calculat din (20) pentru valoarea integralei (31) corespunzătoare lui ρ''_{0i} egal cu zero.

În virtutea continuităţii relaţiilor introduse, valoarea $\varphi_{c\,min}$ rezultă pe de altă parte identică cu cea introdusă în (29) şi din relaţia (20) pentru o valoare a integralei (31) corespunzătoare lui ρ''_{0i} egal cu $\rho_{c\,min}$.

Pentru secţiunile terminale ale camerei de tip *a*, realizate din arce de cerc ce trec prin extremităţile statorului, valoarea integralei din ecuaţia (20) se va putea calcula, ţinînd seamă de notaţiile din figura 4, cu relaţia:

$$I_{at}=\int_{R_S}^{R'_{at}}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r=\int_{R_e}^{R'_{at}}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r+\int_{R''_r}^{R_e}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r+$$

$$+\int_{R_S}^{R''_r}\frac{Z}{r}\,\mathrm{d}r,\qquad(43)$$

prima dintre ele putînd fi calculată cu relațiile :

$$I'_{ai} = \int_{R_e}^{R'_{ai}} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r = \int_{R_e}^{R'_{ai}} \frac{\sqrt{\rho_{ai}^2 - (r - a_{ai})^2}}{r}\, \mathrm{d}r =$$

$$= a_{ai}\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{R_e - a_{ai}}{\rho_{ai}}\right) -$$

$$- \sqrt{a_{ai}^2 - \rho_{ai}^2}\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{\rho_{ai}^2 - a_{ai}^2 + R_e a_{ai}}{R_e \rho_{ai}}\right) -$$

$$- (R_e - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha\,; \tag{44}$$

$$I'_{ai} = \rho_{ai}\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{R_e - \rho_{ai}}{\rho_{ai}}\right) - (R_e - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha \tag{45}$$

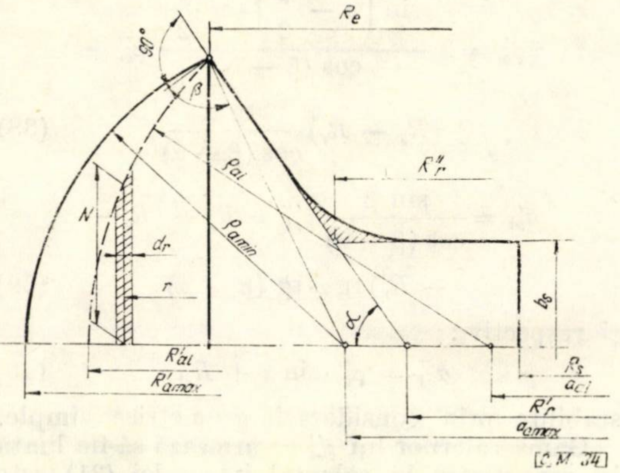


Fig. 4

şi respectiv :

$$I'_{ai} = \sqrt{\rho_{ai}^2 - a_{ai}^2}\;\cdot$$

$$\cdot \ln\frac{\rho_{ai}^2 - a_{ai}^2 + (R_e - R'_r)\sqrt{\rho_{ai}^2 - a_{ai}^2}\,\mathrm{tg}\,\alpha + R_e \cdot a_{ai}}{R_e \cdot \rho_{ai}} +$$

$$+ a_{ai}\left(\frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{R_e - a_{ai}}{\rho_{ai}}\right) - (R_e - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha, \tag{46}$$

după cum :

$$\rho_{ai} < a_{ai}\,; \quad \rho_{ai} = a_{ai}\,; \quad \rho_{ai} > a_{ai}\,, \tag{47}$$

separarea domeniilor de calcul corespunzînd valorii limită :

$$\rho_{ai} = a_{ai} = \frac{R_e^2 + (R_e - R'_r)^2\,\mathrm{tg}^2\,\alpha}{2\,R_e}\,. \tag{48}$$

Ultimele două integrale parțiale ce intră în componența relației (43) rezultă din considerațiile anterioare :

$$I''_{ai} = I'''_{oi} \tag{49}$$

şi respectiv :

$$I'''_{ai} = I'''_{ci}\,. \tag{50}$$

La stabilirea expresiilor (44), (45) şi (46) s-a ținut seamă că :

$$R'_{ai} = R_e + \rho_{ai} - \sqrt{\rho_{ai}^2 - (R_e - R'_r)^2\,\mathrm{tg}^2\,\alpha}, \tag{51}$$

la calculele practice ale lui (44) şi (46) urmînd să se ia în considerare şi relația geometrică simplă :

$$a_{ai} = R_e - \sqrt{\rho_{ai}^2 - (R_e - R'_r)^2\,\mathrm{tg}^2\,\alpha}. \tag{52}$$

În baza celor arătate, domeniul de variație al valorii variabile ρ_{ai} este dat de dubla inegalitate :

$$\rho_{a\,min} \leqslant \rho_{ai} < \infty, \tag{53}$$

valoarea $\rho_{a\,min}$ corespunzînd lui ρ'_{oi} pentru limita inferioară a lui ρ''_{oi} din inegalitatea (41), cu unghiurile de înfăşurare corespondente :

$$\varphi_{o\,min} \geqslant \varphi_{oi} > \varphi_{a\,min}\,, \tag{54}$$

rezultate din (20) prin înlocuirea valorilor integralei (43) calculate pentru limitele lui ρ_{ai}, notate cu $\rho_{a\,min}$ şi respectiv ∞.

De remarcat că, şi în acest caz, în virtutea continuității relațiilor introduse, valoarea $\varphi_{c\,min}$ calculată conform celor arătate anterior coincide cu cea introdusă în expresia (42).

Pentru calculul integralei ce intră în componența ecuației (20), se observă că în zona pintenului spiralei (secțiuni de tip *p*), folosind notațiile din figura 5 şi relația (14) în domeniul :

$$R_e \geqslant R'_{pi} \geqslant R''_r, \tag{55}$$

rezultă :

$$I_{pi} = \int_{R_S}^{R'_{pi}} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r = \int_{R''_r}^{R'_{pi}} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r + \int_{R_S}^{R''_r} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r, \tag{56}$$

cu valorile parțiale :

$$I'_{pi} = \int_{R''_r}^{R'_{pi}} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r = \int_{R''_r}^{R'_{pi}} \frac{(r - R'_r)\,\mathrm{tg}\,\alpha}{r}\, \mathrm{d}r =$$

$$= R'_{pi} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha - R'_r \cdot \mathrm{tg}\,\alpha\Bigg(1 +$$

$$+ \ln\frac{R'_{pi} \cdot \mathrm{tg}\,\alpha}{R'_r \cdot \mathrm{tg}\,\alpha + \frac{b_s}{2}}\Bigg) - \frac{b_s}{2} \tag{57}$$

şi respectiv :

$$I''_{pi} = I'''_{c1}\,. \tag{58}$$

Aceeaşi integrală din ecuația (20) se poate calcula în continuare pe domeniul :

$$R''_r > R'_{pi} \geqslant R_S, \tag{59}$$

cu relația :

$$I_{pi} = \int_{R_S}^{R'_{pi}} \frac{Z}{r}\, \mathrm{d}r = \int_{R_S}^{R'_{pi}} \frac{b_s}{2r}\, \mathrm{d}r = \frac{b_s}{2} \ln\frac{R'_{pi}}{R_S}, \tag{60}$$

problema dimensionării pintenului spiralei fiind astfel complet rezolvată.

Valorile R'_{pi} ce urmează să fie luate în considerare la calculul pintenului spiralei sînt cuprinse în domeniul:

$$R_e \leqslant R'_{pi} \leqslant R_S, \tag{61}$$

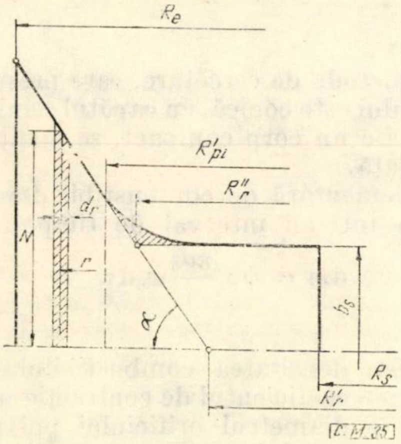


Fig. 5

căruia îi corespunde o gamă de unghiuri de înfăşurare:

$$\varphi_{a\,min} \geqslant \varphi_{pi} \geqslant 0, \tag{62}$$

rezultate din (20) prin înlocuirea valorii integralelor (56) şi respectiv (60), calculate pentru limitele lui $R'_{pi} - R_e$ şi respectiv R_S.

Valoarea $\varphi_{a\,min}$ astfel calculată coincide, ca urmare a continuităţii relaţiilor introduse, cu cea cuprinsă în dubla inegalitate (54); aceeaşi continuitate apare şi în cazul integralelor (56) şi respectiv (60) pentru valoarea R''_r.

Unghiul φ_{pi} egal cu zero pentru R'_{pi} egal cu R_S, rezultat din relaţiile (60) şi (20), caracterizează vîrful pintenului spiralei.

Indicaţii privind calculul practic. Pentru calculul practic al spiralelor după metoda descrisă se presupun cunoscute atît elementele primare ale spiralelor propriu-zise Q, φ_{c1}, şi v_1, cît şi elementele geometrice aferente statoarelor R_S, b_s, R'_r, α şi R_e.

Calculul oricărei spirale se începe prin determinarea preliminară a razei secţiunii de intrare ρ_{c1} care, o dată stabilită, se rotunjeşte la o valoare convenabilă şi se utilizează în continuare, sub această nouă formă, atît la calculul elementelor geometrice definitive ale acestei secţiuni, cît şi la evaluarea vitezei reale v_1 în secţiunea analizată.

La terminarea tuturor acestor calcule se determină, pe baza datelor iniţiale şi a celor calculate pentru secţiunea de intrare, constanta spiralei K şi cu ajutorul acesteia, pe baza relaţiilor stabilite, restul de secţiuni aparţinînd camerei.

Din punct de vedere practic, calculul secţiunilor curente cuprinde în general două etape distincte; prima dintre ele constă în stabilirea valorii unghiurilor de înfăşurare corespunzătoare variabilelor ρ_{ci}, ρ''_{oi}, ρ_{ai} şi R'_{pi} admise, iar cea de-a doua în determinarea pe cale grafică a valorilor lui ρ_{ci}, ρ''_{oi}, ρ_{ai} şi R'_{pi} corespunzătoare unor unghiuri de înfăşurare alese proporţional pe intervalele considerate.

Calculul pe etape al secţiunilor curente se impune din motive de execuţie ale spiralei propriu-zise, observînd că în majoritatea cazurilor valorile rezultate pentru unghiurile de înfăşurare în urma calculului direct sînt puţin convenabile sub aspectul posibilităţilor de măsurare exactă în fabricaţie.

Geometria secţiunilor curente ale spiralei se definitivează pe baza relaţiilor de calcul stabilite, cu valori rotunjite ale parametrilor ρ_{ci}, ρ''_{oi}, ρ_{ai} şi respectiv R'_{pi}, determinate grafic pentru unghiurile de înfăşurare admise drept convenabile.

Unghiul β ce intervine în calculul secţiunilor ovale se alege constructiv, pe baza unor modele cunoscute, de aşa manieră încît racordarea secţiunilor de tip *o* cu secţiunile de tip *c* şi respectiv *a* să rezulte cît mai convenabilă.

Pentru evitarea erorilor se recomandă ca toate calculele să fie efectuate tabelar pe maşini de calculat uzuale, valorile rezultate urmînd să fie verificate în final prin construcţia grafică a spiralei propriu-zise.

Concluzii. Metoda de calcul propusă, bazată pe admiterea unei curgeri axial-simetrice potenţiale ideale, cu luarea în considerare a secţiunilor reale de trecere prin spirale, are un pronunţat caracter analitic şi permite, comparativ cu alte metode, calculul hidraulic integral direct şi riguros al tuturor configuraţiilor radiale ce intervin în alcătuirea spiralelor de secţiune circulară.

Camerele spirale dimensionate după această metodă sînt în general mai economice faţă de cele calculate după metoda clasică, în plus fiind probabile şi eventuale ameliorări ale randamentelor şi funcţionării în ansamblu a turbinelor, atît din punct de vedere al vibraţiilor, cît şi din punct de vedere al forţelor radiale ce acţionează asupra părţilor lor rotitoare.

Se apreciază ca prezentînd interes eventuale cercetări experimentale asupra unor camere dimensionate pe baza metodei expuse în condiţii de intrare variabile.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Orahelaşvili M.M.* Utocinenie ghidravliceskovo rasciota metalliceskih spiralnîh podvodov reaktivnîh. ghidroturbin. În: Energomaşinostroenie, no. 7, 1963.

[2] *Morozov, A.A.* Turbinnoe oborudovanie ghidroelektrostanţii. Moscova-Leningrad, Gosenergoizdat, 1958.

[3] *Kovalev, N. N.* Ghidroturbinî. Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1961.

[4] *Kolton, A. Iu.* şi *Etinberg, I. E.* Osnovî teorii i ghidrodinamiceskovo rasciota vodianîh turbin. Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1958.

[5] *Popoviciu, M.* şi *Fitero, I.* Contribuţii la relaţiile de proiectare ale camerelor spirale de secţiune circulară. Comunicările Conferinţei de maşini hidraulice, vol. II, Timişoara, septembrie 1964.

T. f. Diesel [illegible]

T. f. Diesel [illegible]

CZ 621.436.511

Stabilirea legilor de mişcare pentru jetul de combustibil injectat în camera de ardere a motorului Diesel

Tiberiu NAGY

O influenţă însemnată asupra procesului de lucru din motorul Diesel o are formarea unui amestec de combustibil — aer corespunzător cerinţelor procesului de ardere utilizat. Acest proces la rîndul lui depinde într-o măsură importantă de mişcarea jetului de combustibil injectat în camera de ardere, caracterizată prin penetrabilitatea (sau drumul parcurs) şi viteza vîrfului jetului în funcţie de timp.

Penetrabilitatea şi viteza vîrfului jetului depind de caracteristicile constructive ale aparaturii de injecţie, de proprietăţile fizice ale combustibilului şi ale mediului de lucru, de mărimile de stare ale mediului în timpul procesului de injecţie.

Determinarea experimentală pe motor a legilor de mişcare a jetului de combustibil este dificil de realizat, iar necesitatea de a cunoaşte în faza de proiectare şi de realizare a motorului Diesel a acestor legi este foarte mare. De aceea, de-a lungul perioadei de perfecţionare a motorului Diesel, au fost efectuate numeroase încercări de a găsi relaţii care să prezinte cît mai fidel evoluţia jetului de combustibil în camera de ardere şi să fie cît mai apropiate de rezultatele cercetărilor experimentale.

Cercetările teoretice au fost realizate în general, pe două căi : o direcţie de cercetare a fost îndreptată spre studierea legilor de mişcare a unei singure picături izolate, iar o altă direcţie spre considerarea întregului jet ca un corp dens, compact.

Prima cale utilizată are dezavantajul că trebuie să ia în considerare diametrul mediu al picăturilor care este legat de o serie de date experimentale. A doua cale prezintă dezavantajul că se referă la o anumită situaţie specifică a admisiunii combustibilului şi din această cauză expresiile obţinute se pot utiliza numai pentru anumite cazuri speciale, prin cunoaşterea tot a unor date experimentale. În afară de aceasta, pentru a uşura deducerea ecuaţiilor, se consideră constante pe tot timpul debitării combustibilului, atît masa combustibilului, cît şi viteza iniţială a jetului.

În scopul de a obţine relaţii cît mai apropiate de condiţiile reale de mişcare, cu coeficienţi invariabili pentru legile de mişcare a jetului de combustibil, este necesar să fie aduse unele corecţii condiţiilor iniţiale adoptate, şi anume să se considere că jetul de combustibil evoluează în încărcătura comprimată a cilindrului cu o masă variabilă datorită schimbării, în perioada procesului de lucru, a presiunii şi vitezei de injecţie în funcţie de timp. Simplificările adoptate la celelalte metode de cercetare, care presupun că forma jetului este conică, cu capătul semisferic şi că jetul este un corp compact, se menţin şi în cazul de faţă.

Masa elementară de combustibil dm care se injectează într-un interval de timp dτ este :

$$\mathrm{d}m = \psi \rho_c \frac{\pi d_0^2}{4} w_0 \mathrm{d}\tau, \tag{1}$$

unde :

ρ_c este densitatea combustibilului ;
ψ — coeficientul de contracţie a vînei ;
d_0 — diametrul orificiului pulverizatorului ;
w_0 — viteza jetului în orificiul pulverizatorului.

În relaţia (1), ρ_c şi d_0 pot fi considerate mărimi constante pentru procesul de injecţie, iar w_0 o mărime variabilă funcţie de timp.

Viteza jetului în orificiul pulverizatorului este :

$$w_0 = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho_c} \Delta p}, \tag{2}$$

unde φ este coeficientul de rezistenţă la curgere şi Δp diferenţa dintre presiunea de injecţie şi presiunea de comprimare a mediului de lucru în camera de ardere a motorului (contrapresiunea).

Se introduce relaţia (2) în (1) şi se obţine :

$$\mathrm{d}m = \psi \varphi \rho_c \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} \Delta p}\, \mathrm{d}\tau = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2 \rho_c \Delta p}\, \mathrm{d}\tau, \tag{3}$$

în care : $\mu = \psi \cdot \varphi$ este coeficientul de debit şi depinde de cursa de ridicare a acului pulverizatorului (fig. 1) care, la rîndul ei, depinde de timpul de injecţie. Cercetînd variaţia lui μ în funcţie de timp, la diferite tipuri de pulverizatoare, se observă că se poate aproxima foarte bine cu o lege parabolică, deci :

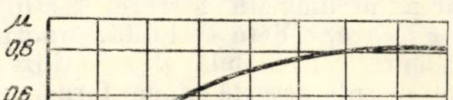


Fig. 1

$$\mu^2 = 2k\tau. \tag{4}$$

Prin determinarea constantei k în funcţie de μ_{max}, la ridicarea maximă a acului pulverizatorului în fracţiunea de timp $a\tau_f$ din durata totală a injecţiei τ_f, ecuaţia (4) devine:

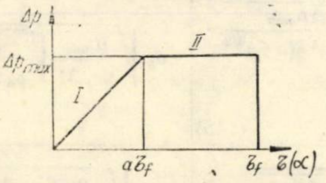
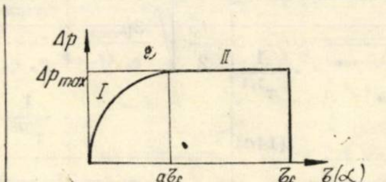
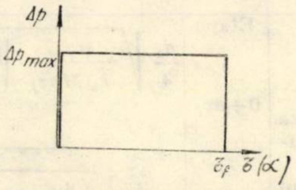
$$\mu = \mu_{max}\left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)^{1/2}. \qquad (5)$$

Diferenţa de presiune $\Delta p = p_i - p_c$ (p_i — presiunea de injecţie, p_c — contrapresiunea din camera de ardere a motorului) variază în funcţie de timpul de injecţie, foarte pronunţat, mai ales datorită presiunii de injecţie şi îndeosebi în prima parte a procesului de injecţie.

Legile de variaţie pentru Δp în funcţie de timp pot fi sistematizate în trei grupe, şi anume: o variaţie liniară pînă la timpul $a\tau_f$, după care rămîne constantă la diferenţa de presiune maximă Δp_{max}; o variaţie parabolică pînă la timpul $a\tau_f$ şi constantă după acest moment la valoarea Δp_{max}; ridicarea bruscă a presiunii chiar la începutul procesului de injecţie pînă la Δp_{max}.

Se obţin astfel ecuaţiile pentru Δp în funcţie de timp, în cele două etape ale procesului de injecţie, la cazurile amintite anterior şi care sînt prezentate în tabela 1. În aceste cazuri constantele din ecuaţiile referitoare la prima etapă au fost exprimate în funcţie de Δp_{max} şi $a\tau_f$, mărimi bine precizate pentru un anumit regim de injecţie. Introducînd ecuaţiile obţinute pentru μ şi Δp în ecuaţia (3) şi integrînd rezultă masa de combustibil care evoluează în jet funcţie de timpul de injecţie (tabela 1).

Tabela 1

Cazul de injecţie		a	b	c
Diagramele de variaţie pentru Δp în funcţie de $\tau\,(\alpha)$				
Ecuaţiile pentru Δp	I	$\Delta p_I = \Delta p_{max}\left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)$ (6a)	$\Delta p_I = \Delta p_{max}\left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)^{1/2}$ (6b)	$\Delta p_1 = \Delta p_{max}$ (6c)
	II	$\Delta p_{II} = \Delta p_{max}$ (6d)		
Ecuaţiile pentru m	I $0 - a\tau_f$	$\frac{\pi}{8}\mu_{max}\, d_0^2 \sqrt{2\rho_c\, \Delta p_{max}}\; \frac{\tau^2}{a\tau_f}$ (7a)	$\frac{\pi}{7}\mu_{max}\, d_0^2 \sqrt{2\rho_c\, \Delta p_{max}}\; \frac{\tau^{7/4}}{(a\tau_f)^{3/4}}$ (7b)	$\frac{\pi}{6}\mu_{max}\, d_0^2 \sqrt{2\rho_c\, \Delta p_{max}}\; \frac{\tau^{3/4}}{(a\tau_f)^{1/2}}$ (7c)
	II $a\tau_f - \tau_f$	$\frac{\pi}{4}\mu_{max}\, d_0^2 \sqrt{2\rho_c\, \Delta p_{max}} \cdot \tau$ (7d)		

Forţa de rezistenţă aerodinamică pe suprafaţa frontală a jetului este conform relaţiei lui Newton:

$$R = \Phi_j\, \rho_a\, A w^2, \qquad (8)$$

unde:

Φ_j este coeficientul de rezistenţă aerodinamică;

ρ_a — densitatea mediului în care pătrunde jetul;

A — aria secţiunii maxime a jetului;

w — viteza vîrfului jetului.

Pe baza experienţelor efectuate de ŢNIDI (U.R.S.S.) Φ_j se poate exprima prin:

$$\Phi_j = \frac{M}{\sqrt{R_e}} = \frac{M}{\sqrt{\dfrac{d_j\, \rho_a w}{\eta_a}}}, \qquad (9)$$

unde:

R_e este numărul lui Reynolds pentru condiţiile de secţiune maximă a jetului;

M — coeficient constant;

d_j — diametrul secţiunii maxime a jetului;

η_a — viscozitatea dinamică a mediului în care pătrunde jetul.

Se introduce expresia (9) în (8) şi se exprimă aria jetului în funcţie de d_j. Relaţia devine:

$$R = \frac{\pi}{4} M \sqrt{\rho_a\, \eta_a\, d_j^3\, w^3}. \qquad (10)$$

După cum se observă din relaţia (10), forţa de rezistenţă R variază în timpul procesului de injecţie în funcţie de d_j şi de w. Pentru a se obţine variaţia lui R numai în funcţie de viteza medie momentană $\overline{w}$ şi timpul τ, diametrul jetului se exprimă funcţie de aceste mărimi (fig. 2):

$$d_j = 2 l \operatorname{tg} \delta = 2\overline{w}\tau \operatorname{tg} \delta. \qquad (11)$$

Dacă se adoptă aproximaţia $\overline{w} \approx c^2 w$, unde c este constant pentru un anumit tip de injecţie, se obţine forma finală pentru forţa de rezistenţă aerodinamică R:

$$R = \frac{\pi}{2} C M \sqrt{2 \rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta \, w^3} \; \tau^{3/2}. \qquad (12)$$

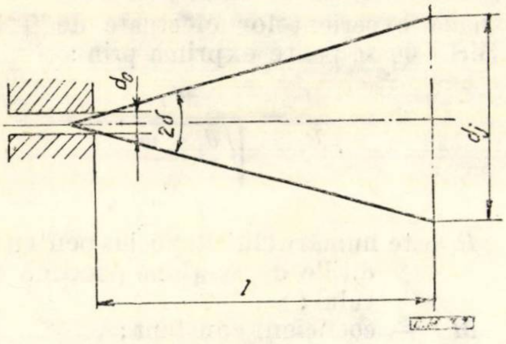


Fig. 2

Relaţiile (7) şi (12) se introduc în ecuaţia de mişcare:

$$-m \frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}\tau} = R. \qquad (13)$$

Prin rezolvarea ecuaţiei diferenţiale (13) se poate exprima viteza w şi cu ajutorul acesteia pe baza relaţiei $l = \int w \mathrm{d}\tau + c$, penetrabilitatea jetului de combustibil. Ecuaţiile de mişcare a jetului pentru diferite cazuri de injecţie, obţinute în urma soluţionării ecuaţiilor menţionate, sînt grupate în tabela 2.

Ecuaţiile pentru penetrabilitatea jetului de combustibil în etapa a II-a a procesului de injecţie $a\tau_f \div \tau_f$, nu pot fi obţinute printr-o integrare exactă; de aceea este necesară adoptarea unor metode de integrare aproximative. În cazul de faţă, metoda cea mai indicată ar fi dezvoltarea în serie a termenului de sub radical din ecuaţiile (15a, 15b şi 15c) după efectuarea transformărilor necesare. Datorită gradului de convergenţă redusă a seriilor obţinute trebuie luaţi mai mulţi termeni în considerare (peste 3—4 termeni), ceea ce complică foarte mult relaţiile obţinute şi le fac inutile pentru scopuri practice.

Ca urmare, pe baza confruntărilor făcute cu rezultatele experimentale din literatura de specialitate, se pot propune relaţiile de calcul pentru penetrabilitatea jetului de combustibil în etapa a 2-a a procesului de injecţie, prezentate în tabela 2 (expresiile 17a, 17b şi 16c).

Din relaţiile redate în tabela 2 rezultă că ecuaţiile de mişcare sînt caracterizate de o serie de mărimi importante ale procesului de injecţie. Astfel, viteza şi penetrabilitatea jetului sînt dependente de mărimile constructive ale pulverizatorului prin diametrul orificiului şi coeficientului μ_{max}, de caracteristicile funcţionale ale injectorului prin presiunea de injecţie maximă (cuprinsă în Δp_{max}) şi prin durata procesului de injecţie τ_f, de proprietăţile fizice ale combustibilului şi mediului de lucru prin densitatea com-

Tabela 2

Cazul de injecţie		*a*	*b*	*c*
Viteza vîrfului jetului w	Etapa I $0 \div a\tau_f$	$\frac{d_0}{4}\sqrt{\frac{\mu_{max}}{c_a M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta}}} \cdot \frac{1}{\tau^{1/4}}$ (14*a*)	$\frac{d_0}{2}\sqrt{\frac{3\mu_{max}}{c_b M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta (a\tau_f)^{3/2}}}} \cdot \frac{1}{\tau^{3/8}}$ (14b)	$d_0\sqrt{\frac{\mu_{max}}{6c_c M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \frac{1}{\tau^{1/2}}$ (14c)
	Etapa a II-a $a\tau_f \div \tau_f$	$\frac{d_0}{4}\sqrt{\frac{6\mu_{max}}{c_a M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{5 + \left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)^{3/2}}}$ (15a)	$\frac{d_0}{2}\sqrt{\frac{3\mu_{max}}{2c_b M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{5}{2} + \left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)^{3/2}}}$ (145b)	$d_0\sqrt{\frac{3\mu_{max}}{8c_c M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{5}{4} + \left(\frac{\tau}{a\tau_f}\right)^{3/2}}}$ (15c)
Penetrabilitatea vîrfului jetului l	Etapa I $0 \div \tau_f$	$\frac{d_0}{3}\sqrt{\frac{\mu_{max}}{c_a M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta}}} \cdot \tau^{3/4}$ (16a)	$\frac{4}{5} d_0 \sqrt{\frac{3\mu_{max}}{7c_b M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta (a\tau_f)^{3/2}}}} \tau^{5/8}$ (16b)	$2d_0\sqrt{\frac{\mu_{max}}{6c_c M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \tau^{1/2}$ (16c)
	Etapa a II-a $a\tau_f \div \tau_f$	$\times \frac{d_0}{3}\sqrt{\frac{\mu_{max}}{c_a M a\tau_f}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta}}} \times$ $\times \{(a\tau_f + 0{,}8 \cdot 10^{-3})^{3/4} + 0{,}170\,[\tau - (a\tau_f + 0{,}8 \cdot 10^{-3})]\}$ (17*a*)	$\frac{4}{5} d_0 \sqrt{\frac{3\mu_{max}}{7c_b M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta (a\tau_f)^{3/2}}}} \times$ $\times \{(a\tau_f + 10^{-3})^{5/8} + 0{,}155\,[\tau - (a\tau_f + 10^{-3})]\}$ (17b)	$2d_0\sqrt{\frac{\mu_{max}}{6c_c M}\sqrt{\frac{\rho_c \Delta p_{max}}{\rho_a \eta_a \mathrm{tg}^3 \delta a\tau_f}}} \cdot \tau^{1/2}$ (17c)

bustibilului și mediului și prin viscozitatea dinamică a mediului, de contrapresiunea mediului în care evoluează jetul de combustibil cuprins, de asemenea, în Δp_{max}.

De asemenea, se observă o diferență însemnată între legile de mișcare pentru diferite cazuri de injecție caracterizate atît prin valoarea constantelor, cît și prin valoarea exponentului timpului de injecție.

Ecuațiile prezentate în tabela 2 se verifică printr-o confruntare cu curbele corespunzătoare obținute pe cale experimentală [3]. În figura 3 sînt date variațiile vitezei și penetrabilității jetului pentru diferite contrapresiuni, cu calcularea curbelor teoretice prin formulele stabilite pentru cazul b de injecție. În ecuațiile respective s-au introdus mărimile existente in timpul experiențelor. Astfel, diametrul orificiului este de 0,6 mm, presiunea de stîngere a acului pulverizatorului pe locașul său 150 kgf/cm², turația arborelui cu came al pompei de injecție 1 000 rot/min, densitatea combustibilului $8{,}88 \cdot 10^{-7}$ kgf.s²/cm⁴ și durata injecției 12°. O dată cu schimbarea contrapresiunii se schimbă : densitatea, viscozitatea aerului și unghiul de dispersie δ. Densitatea aerului s-a determinat cu ajutorul ecuației de stare, iar viscozitatea a fost stabilită în funcție de temperatura și presiunea aerului. Unghiul de dispersie δ a fost determinat din curbele experimentale prezentate în lucrarea [3]. În tabela 3 sînt redate aceste mărimi funcție de valoarea contrapresiunii.

Tabela 3

Contrapresiunea aerului, kgf/cm²	Densitatea aerului ρ_a, kgfs²/c⁴	Viscozitatea aerului η_a kgfs/cm²	Valoarea tg δ	Diferența de presiune Δp_{max} kgf/cm²
14	$1{,}52 \cdot 10^{-8}$	$2{,}0 \cdot 10^{-10}$	0,078	136
22	$1{,}82 \cdot 10^{-8}$	$2{,}44 \cdot 10^{-10}$	0,098	128
30	$2{,}01 \cdot 10^{-8}$	$2{,}84 \cdot 10^{-10}$	0,118	120

Din figura 3 se poate observa o coincidență aproape totală între curbele teoretice și cele experimentale ; de asemenea se evidențiază necesitatea de a utiliza formule diferite în cele două etape ale procesului de injecție. Totuși, se poate remarca și faptul că pentru condițiile de motor se pot utiliza foarte bine numai ecuațiile din prima etapă de injecție, prin care se reduce mult timpul afectat calculelor, deoarece penetrabilitatea jetului este limitată de peretele camerei de ardere și de distanțele care pot fi parcurse liber de jet (pentru motoarele Diesel mici și medii acestea nu depășesc 80 mm, iar presiunea de comprimare se află de obicei cuprinsă între 20 și 30 kgf/cm ²).

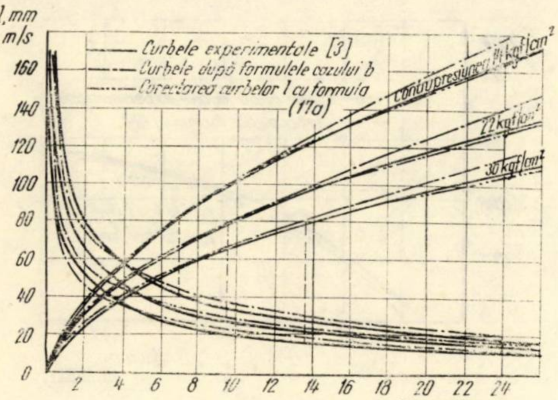


Fig. 3

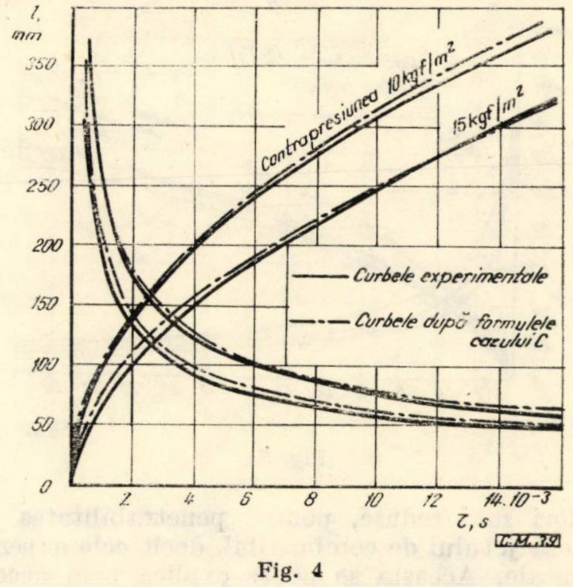


Fig. 4

În figura 4 sînt comparate curbele teoretice și cele experimentale pentru penetrabilitatea și viteza jetului de combustibil în cazul c de injecție. Mărimile de calcul sînt identice cu cele experimentale : diametrul orificiului pulverizatorului — 0,57 mm, presiunea de injecție — 300 kgf/cm⁴, densitatea combustibilului —, $8{,}88 . 10^{-7}$ kgf.s²/cm⁴, durata injecției — $12 . 10^{-3}$ s și coeficientul de debit — 0,87. Celelalte mărimi dependente de contrapresiunea aerului sînt prezentate în tabela 4.

Tabela 4

Contrapresiunea aerului, kgf/cm²	Densitatea aerului ρ_a, kgf s²/cm⁴	Viscozitatea aerului η_a, kgfs/cm²	Valoarea tg δ	Diferența de presiune Δp_{max}, kgf/cm²
10	$1{,}16 \cdot 10^{-8}$	$1{,}88 . 10^{-10}$	0,0400	290
15	$1{,}63 \cdot 10^{-8}$	$2{,}00 \cdot 10^{-10}$	0,0475	285

Se evidențiază și în figura 4 o coincidență corespunzătoare între curbele teoretice și cele experimentale.

În figura 5 sînt prezentate curbele teoretice și experimentale pentru viteza și penetrabilitatea jetului de combustibil cu diferite diametre ale pulverizatorului. Condițiile de experimentare și de calcul sînt identice celor din figura 3, dar pentru o contrapresiune de 18 kgf/cm². Mărimile care se schimbă o dată cu diametrul orificiului pulverizatorului sînt coeficientul de debit și unghiul de dispersie δ (tabela 5). Cu această ocazie s-a observat că formulele din tabela 2 corespund cantitativ numai pentru diametrul orificiului pulverizatorului mai mare de 0,45 mm; pentru diametre mai mici se obțin valori mai reduse, pentru penetrabilitatea și viteza jetului de combustibil, decît cele experimentale. Aceasta se poate explica prin aceea că presiunea de injecție maximă este mult mai mare decît presiunea statică de strîngere a acului pulverizatorului pe locaș și care este cel mai ușor de luat în considerare în calcule; de asemenea și durata injecției și unghiul de dispersie δ sînt mai mici. Pentru a avea o corespondență cantitativă cu rezultatele experimentale și în același timp pentru a se putea utiliza ca mărimi de calcul date ușor derivabile din caracteristicile procesului de injecție, se propune ca diametrul orificiului pulverizatorului, în formulele de calcul pentru viteza și penetrabilitatea jetului, să fie înlocuit cu un diametru teoretic care să se comporte la fel ca și cel real. Expresiile pentru calculul diametrului teoretic d_{ot} al orificiului pulverizatorului în funcție de diametrul real d_{ot} (mm) sînt date în tabela 6.

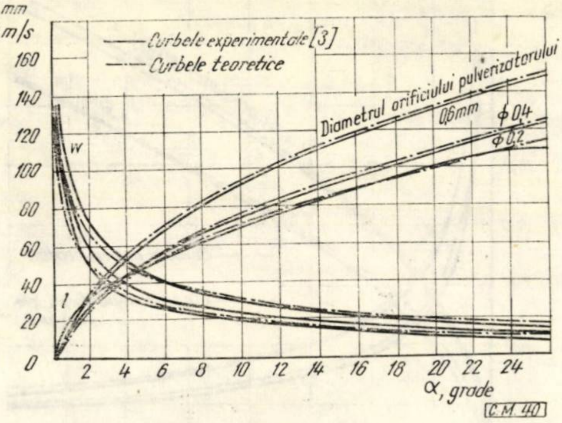


Fig. 5

Tabela 5

Diametrul orificiului pulverizatorului d_0, mm	Coeficientul de debit, μ max	Tangenta unghiului de dispersie, tg δ
0,2	0,75	0,063
0,4	0,80	0,081
0,6	0,90	0,089

Tabela 6

Diametrul real al pulverizatorului d_0, mm	Expresia pentru calculul diametrului teoretic al pulverizatorului funcție de diametrul real, mm
0,2 ... 0,35	$d_{ot} = d_0 \sqrt{6 - 10\ d_0}$
0,36 ... 0,45	$d_{ot} = d_0 \sqrt{5,5 - 10\ d_0}$
peste 0,45	$d_{ot} = d_0$

Prin efectuarea corecției menționate, la diametrul orificiului pulverizatorului curbele teoretice obținute pentru jetul de combustibil coincid cu cele experimentale (fig. 5).

Unghiul de dispersie al jetului variază atît funcție de parametrii legați de presiunea de injecție și de contrapresiune, cît și de diametrul orificiului pulverizatorului d_0. Pentru a putea calcula tg δ la orice regim de injecție, funcție de parametrii cunoscuți din date experimentale, se poate utiliza expresia:

$$\operatorname{tg}\delta = \left(\frac{\Delta p_{max0}}{\Delta p_{max}} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_{a_0}} \cdot \frac{\eta_a}{\eta_{a_0}}\right)^{3/4} \operatorname{tg}\ \delta_0, \qquad (18)$$

unde mărimile cu indicele zero se referă la parametrii procesului de referință cunoscuți (de exemplu pot fi determinați din datele prezentate în tabela 3), iar mărimile fără indicele zero sînt parametrii corespunzători pentru noul regim de calcul. În figura 6 se prezintă curbele teoretice și experimentale pentru tg δ în funcție de contrapresiune. Cele două curbe se suprapun în mod satisfăcător. Expresia pentru tg δ în funcție de schimbarea diametrului orificiului este:

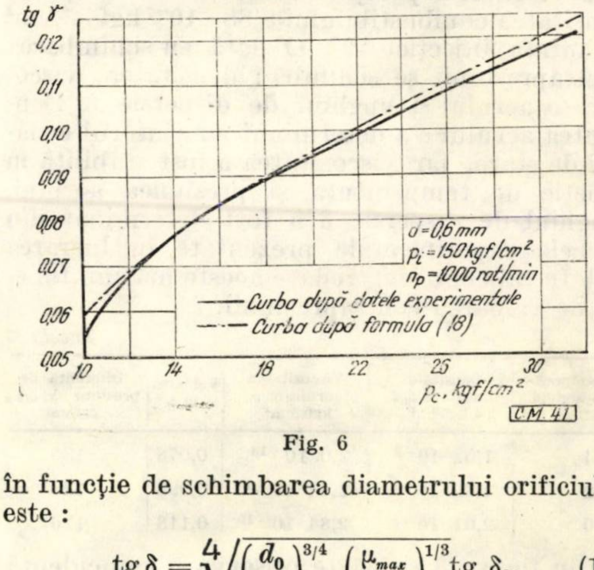


Fig. 6

$$\operatorname{tg}\delta = \sqrt[4]{\left(\frac{d_0}{d_{0_0}}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{\mu_{max}}{\mu_{max_0}}\right)^{1/3}}\ \operatorname{tg}\ \delta_0, \qquad (19)$$

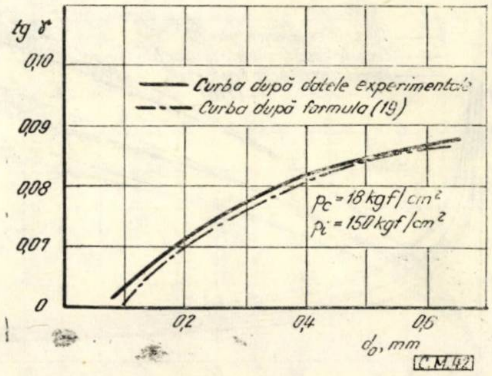


Fig. 7

unde, la fel, mărimile cu indicele zero se referă la parametri de referință (de exemplu se pot obține din tabela 5), iar cele fără acest indice la noii parametri de calcul. În figura 7 sînt date curbele teoretice și experimentale în funcție de diametrul orificiului pulverizatorului; și în acest caz există o coincidență satisfăcătoare între cele două curbe.

Tabela 7

Regimul și constantele \ Cazul de injecție	*a*	*b*	*c*
Presiunea de strîngere a acului pulverizatorul, kgf/cm²	80—130	130—250	250—400
c	1	3	7
M	50		

Pentru a ușura alegerea cazului de injecție, în faza de proiectare a echipamentului de injecție și deci cînd nu există oscilogramele variației lui Δp în funcție de timp, se propune ca această alegere să fie făcută în funcție de presiunea de strîngere a acului pulverizatorului pe locașul său, mărime deja cunoscută în faza de proiectare. Constantele *c* pentru diferite cazuri de injecție și valoarea lui *M* cu criteriul de alegere a regimului de calcul se prezintă în tabela 7.

În final, se poate constata că ecuațiile prezentate permit să se caracterizeze legile de mișcare ale jetului atît calitativ, cît și cantitativ, putînd fi astfel utilizate în cadrul proiectării echipamentului de injecție pentru motoarele Diesel.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sitkei, G.* Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin, Springer—Verlag, 1964.

[2] *Balakin, V. I.* Toplivnaia apparatura bîstrohodnîh dizelei. Moscova, Mașinostroenie, 1967.

[3] *Bănărescu, M.* Motoare cu ardere internă. Vol. I. București, Ed. tehnică, 1957.

CZ 621.791.75. :669.15'74 — 194.2

Cercetări privind sudarea automată a oțelurilor cu rezistența mărită, slab aliate cu mangan

Mircea HRELESCU și Horia SELMEREANU

Dezvoltarea construcțiilor de mașini și a construcțiilor metalice a cunoscut un nou impuls după elaborarea oțelurilor cu rezistență mărită. Existența unor asemenea oțeluri a introdus o serie de avantaje concretizate în micșorarea gabaritului și a masei construcțiilor, în îmbunătățirea performanțelor unor utilaje, în mărirea supleței construcțiilor și reducerea prețului de cost. Din tabela 1 rezultă eficiența economică la utilizarea în construcții sudate a oțelurilor slab aliate sau cu rezistență înaltă [15].

Printre cele mai răspîndite oțeluri cu rezistență mărită se situează oțelurile slab aliate cu mangan. Se știe că manganul, ca element de aliere, contribuie la mărirea rezistenței la rupere și a limitei de curgere a oțelurilor. După Schumann [1], pentru fiecare procent de mangan introdus în oțel, se obține o creștere a rezistenței la rupere și a limitei de curgere cu aproximativ 10 kgf/mm². În cazul acestor oțeluri este de subliniat faptul că au rupere fibroasă, ceea ce conduce la micșorarea sensibilă a rezilienței transversale față de direcția de laminare. Astfel, raportul dintre reziliența longitudinală și cea transversală poate să ajungă la 4 : 1 [1]. Aceasta se explică prin aceea că manganul are o activitate chimică deosebită, în urma căreia formează o serie de compuși nemetalici (MnS, MnO, SiO_2 etc.). Acești compuși nemetalici se plasează între grăunții oțelului și ca urmare a procesului de laminare se alungesc și formează șiruri. Evident, în această situație se va produce o scădere sensibilă a caracteristicilor fizico-mecanice pe direcția perpendiculară față de sensul de laminare. O îmbunătățire a acestor caracteristici se poate obține prin limitarea conținutului de sulf la concentrații minim posibile și prin dezoxidarea suplimentară a oțelului cu aluminiu.

Tabela 1

Oțelul	σ_c, kgf/mm²	δ, %	Greutatea, tf	Costul în mărci R.F.G.	Greutatea cusăturii, kgf
			pe un metru de cilindru		
Recipienți cilindrici la temperatură normală					
Oțel cu conținut redus de carbon	23	64	8,1	5200	42
Oțel slab aliat	35	43	5,5	3650	20
Oțel cu rezistență înaltă	70	22	2,8	3450	6
Recipienți cilindrici la temperatura			⩽400°C		
Oțel cu conținut redus de carbon	12	131	16,6	10800	173
Oțel slab aliat	18	81	10,3	6800	64
Oțel cu rezistență înaltă	55	28	3,55	4400	8

Tabela 2

Marca oțelului	Țara	C. %	Mn. %	Si. %	Cr. %	Ni. %	Cu. %	Al. %	V. %	Ti. %	S. %	P. %	Alte elemente. %
10M16	Republica Socialistă România	⩽0,12	1,40–1,80	0,20–0,40	<0,30	<0,30	<0,30	—	—	—	<0,04	<0,04	—
17M13		0,14–1,20	1,20–1,60	<0,55	<0,30	<0,30	<0,30	—	—	—	<0,04	<0,04	—
C38*		0,11–0,16	1,00–1,40	0,25–0,45	—	—	—	—	0,05 0,12	—	<0,04	<0,04	—
C42*		0,14–0,19	1,20–1,60	0,25–0,45	—	—	—	—	0,10–0,12	—	<0,04	<0,04	—
AISI–1320	S.U.A.	0,18–0,23	1,60–1,90	0,20–0,35	—	—	—	—	—	—	<0,04	<0,04	—
A–441		<0,22	<1,25	<0,30	—	—	⩾0,20	—	⩾0,02	—	<0,04	<0,04	—
A–242 a		<0,22	<1,25	—	—	—	⩾0,20	—	⩾0,02	—		<0,05	—
A–242b		<0,15	<1,40	—	—	—	⩾0,20	—	⩾0,02	—		<0,05	—
09G2	U.R.S.S.	<0,12	1,40–1,80	0,20–0,40	<0,30	<0,30	<0,30	—	—	—	<0,04	<0,04	—
14G2		0,12–0,18	1,20–1,60	0,20–0,40	<0,30	<0,30	<0,30	—	—	—	<0,04	<0,04	—
St52–3	R.F.G.	0,20 0,22	<1,5	<0,55	—	—	—	—	—	—	<0,05	<0,05	—
FB50AK		<0,18	1,00–1,50	<0,50	—	—	—	—	<0,10	—	<0,03	<0,03	N_2 <0,015
17Mn5	R.D.G.	0,15–0,20	1,10–1,50	0,15–0,35	—	—	—	—	—	—	<0,03	<0,03	—
St45/60A		0,14–0,18	1,20–1,60	0,40–0,60	—	—	—	—	0,06–0,12	—	—	—	S+P ⩽0,04
11483	R.S. Cehoslovacă	<0,22	<1,20	—	—	—	—	—	—		<0,045	<0,045	—
13120		0,18–0,22	1,10–1,30	0,35–0,50	<0,30	—	—	—	—	<0,20	<0,04	<0,04	—
A52–3	Franța	0,20–0,22	<1,50	<0,55	—	—	—	—	—	—	<0,05	<0,05	—
Soudotenax 56	Belgia	⩾0,20	1.10–1,40	⩾0,25	0,25–0,40	0,35 0,50	—	—	—	—	<0,01	<0,015	Mo =0,15–0,30
SM 50	Japonia	0,18 0,20	<1,50	—	—	—	— —	—	—	—	<0,04	<0,04	—
SIS–2114	Suedia	<0,20	1,20	<0,50	<0,20	—	<0,30	—	—	—	<0,05	<0,05	—
EN–14A	Anglia	0,15–0,25	1,30–1,70	1,10–0,35	<0,25	<0,40	—	—	—	—	<0,06	<0,06	—

* Norme interne

În privința comportării la sudare a oțelurilor slab aliate cu mangan, cercetări recente [2], [3], [4] au arătat că, în funcție de compoziția chimică a oțelului și de grosimea tablelor folosite, se impun anumite măsuri de prevedere atît în privința parametrilor tehnologici, cît și a materialelor folosite. Aceste precauții rezultă pe baza unor criterii de judecare a comportării la sudare a acestor oțeluri. În general sînt admise următoarele criterii [2], [3], [5]; carbonul echivalent (C_{ech}), duritatea sub cordon, energia de încovoiere prin șoc a unor epruvete cu crestătura în V, tendința spre fragilizare tensometrică. Desigur, fiecare dintre aceste criterii nu reprezintă o condiție univocă, rezultatele obținute trebuind să fie judecate în ansamblul lor.

Precauțiile care rezultă se referă, în special, la aplicarea unor preîncălziri, tratamente termice după sudare, alegerea potrivită a materialelor de sudare și conducerea procesului de sudare după anumiți parametri, respectiv încadrarea într-un anumit domeniu a energiei liniare (cal/cm)

În cele ce urmează se sintetizează unele date existente în literatura de specialitate asupra oțelurilor slab aliate cu mangan uzuale [14], a materialelor și a condițiilor de sudare corespunzătoare [2], [3], [4], [5], [6]. Tabela 2 ilustrează compoziția chimică a unor asemenea oțeluri.

Pentru o primă apreciere a comportării la sudare a acestor oțeluri, respectiv a oportunității adaptării unor precauții tehnologice în timpul procesului de sudare, se ia în considerare carbonul echivalent (C_{ech}), a cărui expresie diferă de la un autor la altul, și anume:

— după Stout:

$$C_{ech} = C + \frac{Mn}{4} + \frac{Si}{4}; \qquad (1)$$

— după Darden și O'Neil:

$$C_{ech} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Va}{5} + \frac{Mo}{4} + \frac{Ni}{15} + \frac{Cu}{13}; \qquad (2)$$

— după normele SNCF—ST 560C:

$$C_{ech} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Ni}{15} + \frac{Mo}{4} + \frac{Cu}{13} + \frac{P}{2} + + 0{,}024 . s \qquad (3)$$

(unde s reprezintă grosimea tablei în cm);

— după normele japoneze:

$$C_{ech} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr}{5} + \frac{Ni}{40} + \frac{Mo}{4} + \frac{Va}{14} + \frac{Si}{24}. \qquad (4)$$

Aplicînd aceste formule în cazul oțelurilor din tabela 2 și luînd în considerare concentrațiile medii ale elementelor, rezultă valori ale carbonului echivalent conform tabelei 3.

Tabela 3

Marca oțelului	Carbonul echivalent, %, după relațiile (1)	(2)	(3)*	(4)
10M16	0,59	0,48	0,50—0,62	0,44
17M13	0,65	0,50	0,49—0,61	0,45
C38	0,52	0,35	0,35—0,47	0,34
C42	0,64	0,42	0,42—0,54	0,42
AISI-1320	0,70	0,50	0,51—0,63	0,50
A-441	0,60	0,44	0,46—0,58	0,44
A-242 a	0,53	0,45	0,47—0,59	0,43
A-242 b	0,50	0,40	0,42—0,54	0,38
09G2	0,59	0,49	0,50—0,62	0,46
14G2	0,57	0,48	0,49—0,61	0,45
St 52—3	0,71	0,46	0,48—0,60	0,48
FB50AK	0,61	0,41	0,42—0,54	0,43
17Mn 5	0,56	0,39	0,42—0,54	0,42
St45/60A	0,63	0,41	0,40—0,52	0,41
11483	0,52	0,42	0,44—0,56	0,44
13120	0,60	0,46	0,48—0,60	0,48
A52—3	0,72	0,46	0,48—0,60	0,48
Soudotenax 56	0,57	0,54	0,52—0,64	0,54
SM50	0,57	0,44	0,46—0,58	0,44
SIS-2114	0,62	0,46	0,49—0,61	0,47
EN-14A	0,63	0,52	0,55—0,67	0,52

* Pentru table cu grosimi pînă la 50 mm

Se constată că numai relațiile (2) și (4) dau rezultate asemănătoare. Relația (1) accentuează influența manganului și siliciului și ca atare se obțin rezultate diferite față de relațiile (2) și (4). În privința relației (3) se observă că este singura care ia în considerare grosimea tablei. Prin urmare, ar permite stabilirea, în primă aproximație, a temperaturii de preîncălzire pentru diferite grosimi.

În general se consideră că relațiile (2) și (4) dau indicații suficient de precise pentru stabilirea temperaturii de preîncălzire [6], în timp ce influența grosimii tablei este judecată pe baza durității sub cordon [7].

După Koenigsberger [6], în funcție de carbonul echivalent (C_{ech}), se recomandă temperaturile de preîncălzire ($\vartheta_{preînc.}$), din tabela 4.

Tabela 4

C_{ech}, %	$\vartheta_{preînc.}$ °C
0,45—0,50	100
0,50—0,55	150
0,55—0,60	200

În această situație, dacă se iau în considerare rezultatele obținute prin relațiile (2) și (4), ar urma ca oțelurile menționate în tabela 1 să fie sudate astfel:

— fără preîncălzire s-ar putea suda oțelurile C38, C42, A441, A242a și b, FB50AK, 17Mn5, St45/60A, 11483 și SM50;

— cu preîncălzire la 100°C s-ar putea suda oțelurile 10M16, 17M13, AISI—1320, 09G2, 14G2, St52—3, 13120, A52—3 și SIS—2114;

— cu preîncălzire la 150°C s-ar putea suda oţelurile Soudotenax 56 şi EN—14 A.

În realitate aceste calcule şi temperaturi sînt cu totul aproximative, deoarece nu iau în considerare posibilitatea apariţiei unor structuri fragile în zona influenţată termic, ca urmare a vitezelor de răcire mari. Aceste viteze mari de răcire se obţin cu cît regimul de sudare este mai puţin dur şi cu cît grosimea tablei este mai mare. Ca atare, la alegerea temperaturii de preîncălzire trebuie să se ia în considerare aceşti doi factori. După normele ZIS [8], la sudarea oţelurilor slab aliate cu mangan, în funcţie de grosimea tablelor şi energia liniară folosită (Ws/cm), se recomandă aplicarea temperaturilor de preîncălzire °C, din tabela 5.

Tabela 5

Tipul îmbinării	Grosimea tablei, mm	Energia liniară, Ws/cm		
		16 000	22 000	40 000
Cap la cap	⩽10	—	—	—
	15	—	—	—
	20	—	—	—
	25	150	100	—
	30	150	100	100
	40	200	150	100
	50	200	150	150
De colţ	⩽10	—	—	—
	15	—	—	—
	20	100	—	—
	25	150	100	100
	30	150	100	100
	40	200	150	100
	50	250	200	150

Necesitatea aplicării unor preîncălziri diferenţiate, în funcţie de grosimea tablelor luate în considerare, se evidenţiază prin determinarea durităţii sub cordon (HV10), şi anume : pe două table din oţel 17M13, avînd aproximativ aceeaşi compoziţie chimică (tabela 6), şi grosimi de 20, respectiv 30 mm, s-au depus în acelaşi regim şi cu aceiaşi electrozi două cordoane de sudură. Determinările durităţii sub cordon au arătat că în cazul tablei de 30 mm apar durităţi mai mari decît la tabla de 20 mm, şi anume duritatea maximă este 366HV10 (fig. 1). Faptul că duritatea sub cordon este mai mare decît cea admisibilă (350HV10) indică necesitatea aplicării unor precauţii speciale la sudare şi în primul rînd a unei preîncălziri. În cadrul precauţiilor speciale un rol de seamă îl are alegerea potrivită a materialelor de sudare (sîrme fluxuri). Dacă în privinţa sîrmelor de sudare există o diversificare după elementele de aliere şi nivelul concentraţiilor acestora, în cazul fluxurilor de sudare se recomandă folosirea celor cu caracter bazic sau neutru.

Tabela 6

Grosimea tablei, mm	Compoziţia chimică, %						C_{ech}, % după (4)
	C	Mn	Si	Cr	S	P	
20	0,19	1,50	0,34	0,05	0,024	0,035	0,455
30	0,16	1,50	0,35	0,05	0,022	0,035	0,425

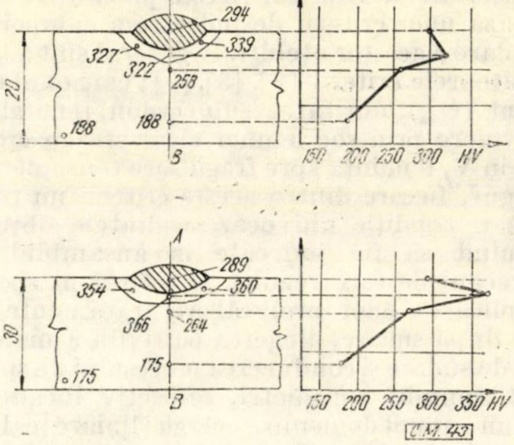


Fig. 1

O ilustrare a alegerii materialelor de sudare pentru oţelurile luate în considerare este redată în tabela 7, întocmită pe baza unor aplicaţii menţionate în literatură şi a documentaţiilor unor producători de sîrme şi fluxuri de sudare.

Cercetările descrise în literatură asupra sudării oţelurilor slab aliate cu mangan se referă la stabilirea comportării lor la sudare şi a însuşirilor fizico-mecanice ale îmbinărilor sudate [4], [5], [7], la cercetări cu caracter tehnologic şi aplicativ [9], [10]. În ţara noastră cercetările publicate pînă în prezent se referă, în special, la comportarea la sudare a oţelului 17M13 şi compararea sa, din acest punct de vedere, cu sorturi provenite din import (09G2, FB50AK) [2].

Cercetările prezentate în această lucrare au urmărit conceperea şi elaborarea unor fluxuri destinate sudării oţelurilor slab aliate cu mangan, folosind ca metal de adaos sîrmă din oţel cu conţinut redus de carbon (S1OX, STAS 1126—61). În acest scop, folosind teoria alierii oţelului moale în arcul electric [11], elaborată de Centrul de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei, s-au conceput două fluxuri ceramice, la care sistemul zgurifiant folosit are un caracter înalt bazic şi asigură reducerea la minim a conţinutului de hidrogen din metalul cusăturii. Totodată, sistemul folosit asigură o bună trecere a elementelor de aliere din flux în metalul cusăturii, menţinerea stabilă a arcului electric şi desprinderea uşoară a crustei de zgură.

Cele două sorturi de fluxuri permit obţinerea unor metale depuse aliate cu mangan şi nichel (fluxul *NM*), respectiv aliate numai cu mangan

Tabela 7

Marca oţelului	Sîrme		Fluxuri		
	tipul	producător sau standard	tipul	producător	caracteristici
FB 50 AK	S2Ni	Oerlikon	OP 140 TT	Oerlikon	fluxuri sinterizate cu caracter bazic
	S2Ni	Oerlikon	OP 40 TT	Oerlikon	
	T 20 Ni	Arcos	3M	Arcos	flux topit bazic
St 52–3	EMS3	Böhler	flux bazic	—	—
	EMS 4	Böhler	flux neutru	—	—
	T 30	Arcos	2 M	Arcos	flux topit bazic
SIS-2114	OKAutorod 1	ESAB	OKFlux 4	ESAB	flux topit flux aglomerat, aliat cu mangan
	OKAutorod 2	ESAB	OKFlux 8	ESAB	
Soudotenax 56	Siderfil M2	Siderotermica	Siderflux SB	Siderotermica	flux aglomerat bazic
	oţel moale	—	Siderflux 56	Siderotermica	flux aglomerat bazic, aliat
St 45/60	10Mn4 10Mn6 9 Mn Ni 4		SPC—Mn 40/360		flux sinterizat neutru

(fluxul *M*). Compoziţia chimică a sudurilor pure, obţinute prin sudarea cu sîrmă de 3 mm diametru şi suprapunerea a cinci cusături, au dat rezultatele din tabela 8.

Tabela 8

Metal depus cu	C.%	Mn.%	Si.%	Ni.%	Ti.%
Flux *NM*	0,08	1,24	0,13	1,40	—
Flux *M*	0,10	1,40	0,20	—	0,05

Pentru aprecierea calităţilor îmbinărilor sudate cu fluxurile *NM* şi *M* şi sîrmă din oţel moale, s-a luat ca bază de referinţă însuşirile ce rezultă la sudarea cu flux topit AN—348 A şi sîrme aliate sovietice Sv—12GS şi Sv-10G2 [12] destinate sudării acestor oţeluri. S-a ales această bază de referinţă, deoarece unele uzine din ţara noastră aplică această variantă la sudarea oţelului 17M13.

Ca metal de bază s-au folosit table cu grosimea de 16 mm dintr-un oţel avînd următoarea compoziţie chimică : 0,17 %C ; 1,40 % Mn; 0,34 % Si ; 0,040 % P ; 0,013 % S ; 0,14 % Cu ; 0,10 % V ; 0,030 % Al ; 0,20 % Cr ; 0,04 % Ni. Carbonul echivalent al acestui oţel este 0,43 %, iar duritatea maximă sub cordon 283HV5. Principalele caracteristici mecanice sînt $\sigma_c = 45$ kgf/mm^2 ; $\sigma_r = 56{,}4$ kgf/mm^2 ; $\delta = 27\%$; rezilienţa — $K_{20} = 10{,}4$ mkgf/cm^2 ; $K_{-40} = 7{,}3$ mkgf/cm^2.

Pregătirea marginilor s-a făcut ca în figura 2, depunîndu-se trei cordoane. Regimurile folosite în fiecare caz în parte sînt redate în tabela 9. În cazul sudurilor executate cu fluxurile *NM* şi *M*, energia liniară a fost între 12 000 şi 20 000 Ws/cm.

Aprecierea calităţilor îmbinărilor sudate cu aceste fluxuri s-a făcut prin determinarea celor mai importante caracteristici mecanice. În cazul încercărilor de încovoiere prin şoc s-au folosit epruvete Mesnager şi Charpy V, la temperatura ambiantă +20°C şi la —40°C. Rezultatele obţinute s-au comparat cu unele date existente în literatura de specialitate (tabela 10).

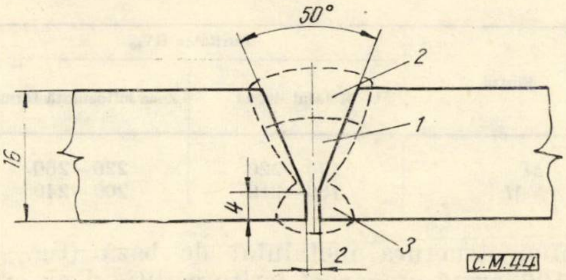


Fig. 2

Tabela 9

Diametrul sîrmei, mm	Calitatea sîrmei	Fluxul	Regimul de sudare			
			cordon	I_s, A	U_a, V	v_s,m/h
3	S 10 X	flux ceramic NM	1	350—370	32—34	30
			2	420—450	28—30	20
			3	420—450	28—30	20
3	S 10 X	flux ceramic M	1	350—370	32—34	30
			2	420—450	28—30	20
			3	420—450	28—30	20

Pentru aprecierea mai complexă a însuşirilor îmbinărilor sudate, s-au determinat durităţile (HV_{10}) în zona influenţată termic şi metalul depus (tabela 11). Se constată că în zona influenţată termic apar durităţi mai mari decît în

Tabela 10

Autor	Metal de bază și grăsime	Flux	Sîrmă	Imbinare sudată				Cusătură						Observații
				σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	δ %	ψ %	σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	KCU 30/2		K_v		
										+ 20°	− 40°	+ 20°	− 40°	
[12]	18 G2 — 12 mm	AN— 348 A	Sv— 12 GS	61,2	—	—	—	62,2	46,0	10,4	5,0	—	—	
[12]	18 G2 20 mm	AN— 348 A	Sv— 10 G2	56,9	—	—	—	61,8	43,2	9,8	4,5	—	—	
[13]	Soudo-tenax 56 30 mm	Sider-flux 56	oțel moale	—	—	—	—	62,0	53,0	—	—	—	8,5	Charpy V la −30°
CCT	17M13V 16 mm	Flux M	S10X	59,5	43	16	43	64,0	52,0	18,0	16,8	10,5	6,8	îmbinarea sudată s-a rupt în metalul de bază, la 40−50 mm de sudură; s-a determinat media cu 6 încercări
CCT	17M13V 16 mm	Flux NM	S10X	57,1	40	18,2	58	64,6	53,3	15,6	11,5	9	6,7	

metalul depus, fără a se depăși limita admisă (350 HV_{10}) [4]. Acest aspect este pus în evidență și prin efectuarea analizelor microstructurale ale îmbinării.

Tabela 11

Fluxul	Duritatea HV_{10}	
	Metalul depus	Zona influențată termic
M	190—220	220—260
NM	180—210	200—240

Microstructura metalului de bază (fig. 3, × 100) arată un aspect ferito-perlitic și cu grăunți fini, ca urmare a faptului că tablele au fost normalizate. După scara ASTM, mărimea acestora corespunde punctajului nr. 8. În zona influențată termic se obține o structură cu grăunți mai mari, ca urmare a supraîncălzirii (fig. 4, × 200).

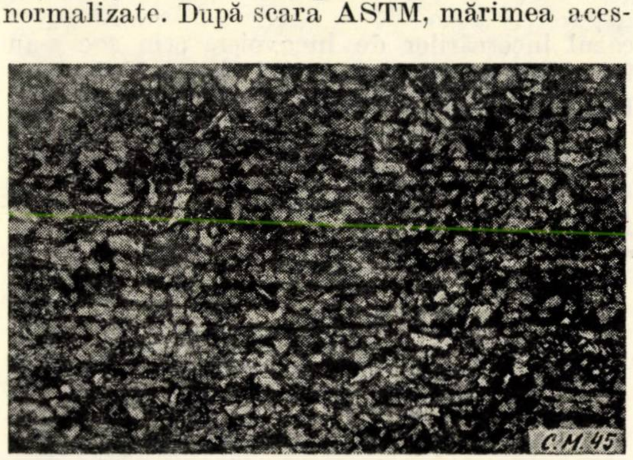


Fig. 3

Metalul depus cu fluxul *M* (fig. 5, × 200) are aspect ferito-perlitic cu grăunți alungiți în direcția gradientului de temperatură. La metalul depus cu fluxul *NM* structura este perlito-feritică, ca urmare a acțiunii gamagene combinate a nichelului și manganului (fig. 6, × 200). Aceasta explică, în parte, și faptul că îmbinările executate cu aceste fluxuri au o plasticitate mai scăzută (tabela 10).

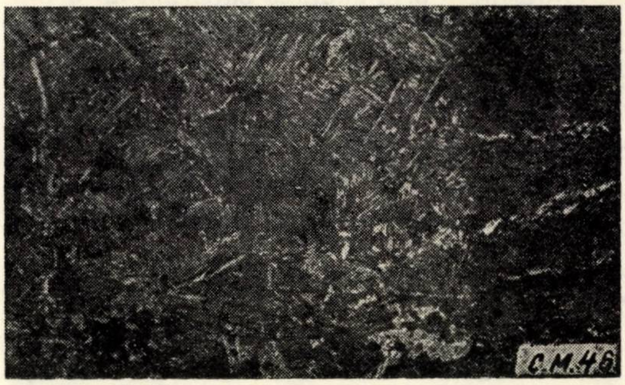


Fig. 4

Fig. 5

În urma cercetărilor efectuate, s-au stabilit deci însușirile fizico-mecanice ale îmbinărilor sudate cu fluxurile ceramice *M* și *NM* și sîrmă din oțel cu conținut redus de carbon (S10X). Însușirile ce s-au obținut sînt superioare celor ale metalului de bază și similare cu cele ce se obțin la sudarea oțelului Soudotenax 56 (Belgia) cu flux Siderflux 56 (Italia) și sîrmă din oțel moale.

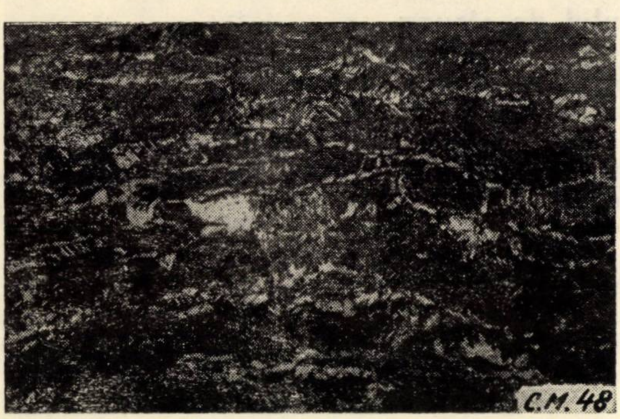


Fig. 6

Din punct de vedere economic, prin elaborarea acestor fluxuri se poate înlocui fluxul OP140TT provenit din import, realizîndu-se astfel economii însemnate. Fluxurile *M* și *NM* pot fi fabricate cu investiții minime, iar prețul de cost se situează între 5 și 7 lei/kg. Consumul specific de flux este de circa un kilogram pentru un kilogram de metal depus.

Avînd în vedere perspectivele aplicării oțelurilor slab aliate cu mangan în construcțiile metalice și de mașini aceste fluxuri pot avea o aplicare largă în practica industrială.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schumann, H.* Metalurgia fizică. București, Editura tehnică, 1962.

[2] *Sălăgean, T.* și *Selmereanu H.* Cercetări privind comportarea la sudare a unor oțeluri slab aliate.

[3] *Drda, O.* Sudarea oțelurilor de înaltă rezistență. În: Sudarea metalelor, ID.T., nr. 5, 1966.

[4] *Lundin, S.* Weldability Questions and Cracking Problems when welding unalloyen and low-alloyed steels. ESAB-Swe en.

[5] *Leclerc, L.* și *Rousseau, P.* Caractéristique des aciers A52 utilisés dans la construction des ponts-routes soudés. În: Soudage et techniques connexes, nr. 3—4, 1964.

[6] *Koenigsberger, F.* și *Adair, J. R.* Welding Technology, Macmillan Company Ltd, 1965.

[7] *Anik, S.* Hardness distribution in the Heat Affected Zone of Heat Treated High Strength Steels. Doc. IIS/IIW IX—512—66.

[8] x x x Schweisstechnische Informationenn aus dem ZIS, M 145—67.

[9] *Bennet, A. P.* și *Stanley, P. J.* Fluxes for the submerged arc Welding of Q.T. 35 Steel. În: British Welding Journal, febr 1966.

[10] *Herz, H.* Soudage automatique en construction de ponts In: Arcos, nr. 155, 1966.

[11] *Sălăgean, T.* și *Hrelescu, M.* Alierea cu carbon a oțelului moale în arcul electric. În: Broșura celei de a III-a Consfătuiri de sudură și încercări de metale. Timișoara. decembrie 1959.

[12] *Astafiev, A. S.* și *Navoev, V. S.* Svarivaenosti nizkoleghirovannîh stalei 18 G 2 i 18G2T. În: Svarocinoe proizvodstvo, nr. 3, 1964.

[13] x x x Nouvi tipi di flussi basici per la saldatura degli acciai di elevata qualità con resitenza de 42 a 70 kg/mm^2. În: La saldatura autogena, nr. 3, 1965.

[14] *Adrian, H.* și *Brühl, F.* Die Entwiklung der hochfesten schweissbaren Stähle für den Stahlbau und ihre Anwendung und Verarbeitung, În: Stahl und Eisen,nr. 11,1966.

[15] *Kasatkin, B. S.* și *Musiiacenko, V. F.*Nizkoleghirovannîie vîsokoprocinîie stali dlia svarnîh konstrukții. În: Avtomaticeskaia svarka, nr. 7, 1966.

CZ 621.941.025 : 539.538.621.891

Influenţa ungerii cu bisulfura de molibden asupra uzurii pe faţa de aşchiere a cuţitului de strung

Gherman DRĂGHICI şi Sergiu CHIRIACESCU

Mărirea durabilităţii sculelor aşchietoare este o problemă actuală deosebit de importantă deoarece durabilitatea influenţează direct productivitatea, preţul de cost şi calitatea produselor. Cu cît durabilitatea sculelor aşchietoare este mai mare cu atît numărul de reascuţiri şi timpul auxiliar consumat cu reglarea sculelor este mai mic şi, deci, norma tehnică de prelucrare este mai mare într-un schimb de lucru.

Numărul mic de reascuţiri duce la un consum mic de scule aşchietoare, fapt care se reflectă pozitiv asupra preţului de cost al produsului.

Cu cît durabilitatea sculelor aşchietoare este mai mare, cu atît mai mică este uzura acestora pe faţa de aşezare şi deci cu atît mai mare este precizia de prelucrare şi mai bună calitatea suprafeţei prelucrate a pieselor.

De aceea, mărirea durabilităţii muchiilor aşchietoare a sculelor a constituit şi constituie o problemă importantă, atît pentru oamenii de ştiinţă, cît şi pentru inginerii din producţie.

În decursul timpului au fost găsite multe soluţii care au mărit rezistenţa la uzură, respectiv durabilitatea muchiilor aşchietoare a sculelor.

În ultimul timp, în literatura de specialitate mondială au apărut comunicări în legătură cu utilizarea bisulfurii de molibden pentru ungerea sculelor aşchietoare în timpul aşchierii în vederea micşorării uzurii ţăişului lor, cunoscute fiind rezultatele pozitive obţinute în utilizarea acesteia ca lubrifiant [1].

Utilizarea bisulfurii de molibden ca lubrifiant în aşchierea metalelor a devenit actuală şi rentabilă în ţara noastră, deoarece problema preparării ei în ţară a fost rezolvată [1]. Încercări reuşite de preparare a bisulfurii de molibden, în scopul utilizării ei ca lubrifiant în aşchierea metalelor, au fost făcute după indicaţiile din lucrarea [1] şi în laboratorul chimic al uzinei Independenţa — Sibiu.

În uzina Independenţa — Sibiu au fost realizate creioane lubrifiante cu un conţinut de 20% bisulfură de molibden, 40% ceară de albine şi 40% stearină.

Bisulfura de molibden este utilizată în străinătate ca lubrifiant la aşchierea metalelor şi sub formă de praf aplicat pe faţa de aşezare şi de degajare a sculelor, ca adaus în ulei sau emulsie. Astfel, capacitatea de încărcare a unui ulei de răcire-ungere s-a ridicat de la 400 kgf/mm^2, pînă la 1 000 kgf/cm^2 prin adăugarea bisulfurii de molibden în proporţie de numai 2% [2].

Avînd în vedere importanţa măririi durabilităţii muchiilor aşchietoare ale sculelor, precum şi faptul că bisulfura de molibden s-a dovedit a avea proprietăţi lubrifiante deosebite, iar prepararea ei se poate face în ţară, scopul lucrării constă în verificarea influenţei ungerii tăişului cu creioane lubrifiante de bisulfură de molibden indigene asupra uzurii pe faţa de aşezare, a cuţitului de strung, la strunjirea de finisare. Se studiază numai uzura, pe faţa de aşezare, deoarece ea influenţează direct asupra preciziei de prelucrare. Se urmăreşte de asemenea şi scoaterea în evidenţă a eficacităţii economice a utilizării pe scară largă a creioanelor lubrifiante de bisulfură de molibden realizate în uzina Independenţa — Sibiu.

Influenţa ungerii tăişului cuţitului cu creioane lubrifiante de bisulfură de molibden asupra uzurii pe faţa lui de aşezare s-a studiat la strunjirea de finisare cu un cuţit din oţel rapid a unei bare din oţel OLC 45 (s-a ales un cuţit din oţel rapid pentru a reduce consumul de material şi timpul de experimentare, durabilitatea acestuia fiind mai mică decît a unui cuţit armat cu plăcuţă de carburi metalice). Strunjirea s-a făcut pe un strung echipat cu un motor electric de curent continuu, pentru a putea asigura strunjirea cu o viteză constantă pe măsura micşorării diametrului barei. Viteza de aşchiere s-a măsurat cu un tahometru.

Uzura pe faţa de aşezare, respectiv uzura radială (fig. 1), s-a măsurat după fiecare trecere cu un aparat special proiectat şi realizat [6].

Pentru a scoate în evidenţă influenţa ungerii asupra uzurii, s-au făcut strunjiri cu acelaşi regim de aşchiere cu şi fără ungere a tăişului cuţitului cu creionul lubrifiant de bisulfură de molibden. Variaţia uzurii radiale u_r a fost reprezentată grafic în diagrame în funcţie de timpul de aşchiere.

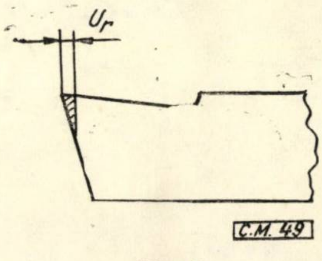


Fig. 1

Pentru a determina domeniul optim de utilizare a creioanelor lubrifiante de bisulfură de molibden s-a studiat variaţia uzurii radiale a muchiei cuţitului la strunjirea cu două viteze de aşchiere : $v = 100$ m/min şi $80 =$ m/min cu acelaşi avans şi adîncime de aşchiere în ambele cazuri, $s = 0{,}09$ mm/rot şi $t = 0{,}3$ mm/rază.

La strunjirea barei cu lungimea de 1 000 mm, în urma măsurilor făcute, s-a constatat că uzura radială u_r a muchiei cuţitului a fost aceeaşi atît la strunjirea cu ungere cît şi fără ungere cu creionul lubrifiant.

Explicaţia constă în aceea că, lungimea de aşchiat fiind prea mare, stratul unguent cu bisulfură de molibden a fost îndepărtat de aşchie de pe muchia cuţitului după un timp de lucru relativ scurt (10 min), întrucît nu s-a luat nici o măsură specială pentru asigurarea unei aderenţe bune a bisulfurii de molibden pe suprafeţele active ale cuţitului, ci pur şi simplu, după fiecare trecere, înainte de intrarea în aşchie a cuţitului, s-a trecut cu creionul peste tăişul acestuia.

De aici a reieşit concluzia că, pentru a evita îndepărtarea stratului unguent de pe muchia cuţitului, înainte de a se termina strunjirea suprafeţei piesei care se prelucrează, trebuie ca lungimea de aşchiat să fie cît mai mică.

Astfel, pe suprafaţa barei s-au practicat segmente cu lungimea de 30 mm, considerînd că fiecare segment este o piesă separată. După strunjirea fiecărui segment, înainte de a se începe strunjirea segmentului următor s-a făcut măsurarea uzurii radiale şi ungerea muchiei cuţitului.

Rezultatele studiilor experimentale obţinute în cadrul laboratorului de Tehnologia construcţiilor de maşini din Institutul politehnic — Braşov sînt concretizate în diagramele din figurile 2, 3, 4, 5, 6.

Astfel, în diagrama din figura 2, este reprezentată variaţia uzurii radiale u_r în funcţie de timpul de lucru la strunjirea cu ungere (curba *1*) şi fără ungere (curba *2*) cu creioane lubrifiante de bisulfură de molibden cu următorul regim de aşchiere : $v = 80$ m/min, $s = 0{,}09$ mm/rot şi $t = 0{,}3$ mm/rază.

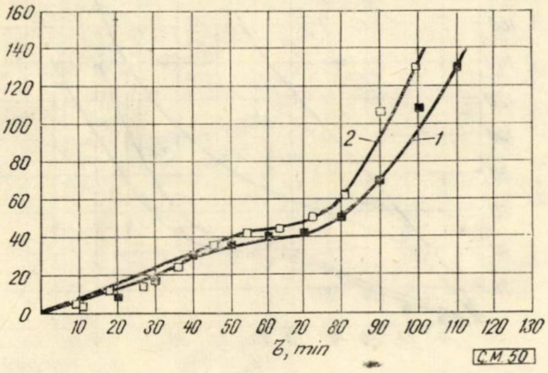


Fig. 2

La strunjirea cu acest regim de aşchiere se observă că ungerea cu bisulfură de molibden are o influenţă relativ mică asupra uzurii cuţitului în zona uzurii normale, zonă în care diferenţa între valoarea uzurii radiale ajunge pînă la maximum 8 μm. Cînd uzura intră în zona uzurii catastrofale, atunci se face resimţită mai mult influenţa ungerii, diferenţa ajungînd pînă la 30 μm.

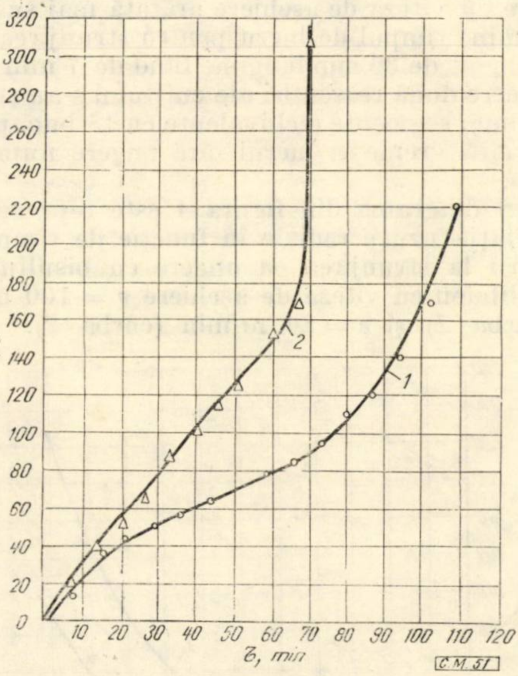


Fig. 3

Dacă se ia uzura radială admisibilă egală cu 130 μm, se observă că durabilitatea tăişului cuţitului la strunjirea cu ungere este de 110 min, iar la strunjirea fără ungere de 100 min. Diferenţa este neglijabil de mică, mai ales dacă se are în vedere faptul că timpul de lucru pentru o trecere a fost de 10 min. Deci, la strunjirea cu ungere în perioada dintre două reascuţiri s-au prelucrat 11 buc. piese, iar la strunjirea fără ungere 10 buc. piese.

Rezultă, astfel, că la strunjirea cu acest regim de aşchiere influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii tăişului cuţitului este neglijabil de mică.

În diagrama din figura 3 este prezentată variaţia uzurii radiale u_r în funcţie de timpul de lucru la strunjirea cu următorul regim de aşchiere : $v = 100$ min/m, $s = 0{,}09$ mm/rot şi în $t = 0{,}3$ mm/rază. La lucrul cu acest regim de aşchiere (în care s-a menţinut constantă valoarea avansului şi a adîncimii de aşchiere ca şi în cazul precedent) se observă o influenţă foarte pronunţată a ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii tăişului cuţitului, chiar după primele treceri. Astfel, în zona uzurii normale, după 70—75 min, uzura radială la strunjirea cu ungere (curba *1*) este de 100 μm, iar la strujirea fără ungere (curba *2*) în zona uzurii normale, uzura radială creşte mult mai repede, ajungînd la valoarea de 170 μm în numai 65 min.

Dacă se admite ca uzura radială maximă admisibilă să fie de 170 μm, se vede din diagrama respectivă că durabilitatea tăişului cuţitului la strunjirea cu ungere cu bisulfură de molibden este de 100 min, pe cîtă vreme la strunjirea fără ungere este de numai 65 min. La lucrul cu ungere cu viteza de aşchiere arătată mai sus (100 m/min) timpul de lucru pentru strunjirea unui segment de 30 mm lungime fiind de 7 min şi 35 s, între două reascuţiri ale cuţitului s-au strinjit 15 buc. segmente (echivalente cu 15 buc. piese), pe cîtă vreme la lucrul fără ungere numai 10 buc.

În diagrama din figura 4 este reprezentată variaţia uzurii radiale în funcţie de timpul de lucru la strunjirea cu ungere cu bisulfură de molibden cu viteza de aşchiere $v = 100$ m/min (curba *1*) şi $v = 80$ m/min (curba *2*).

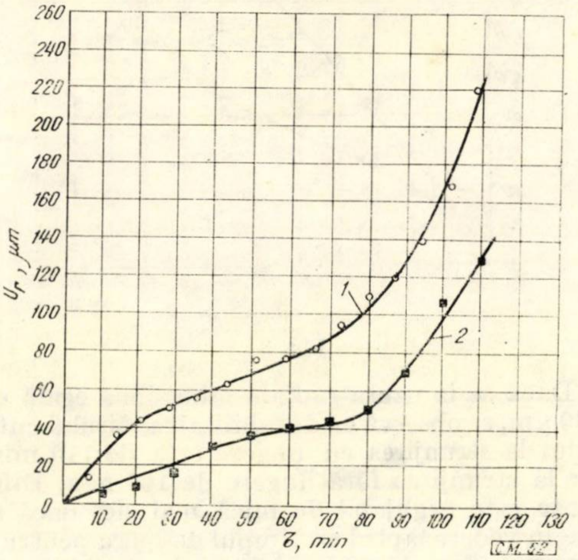


Fig. 4

Din această diagramă se vede foarte uşor cît de mare este influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii tăişului cuţitului. Forma curbelor de variaţie a uzurii radiale este aceeaşi în ambele cazuri, cu deosebirea numai că la strunjirea cu $v = 100$ m/min, zona uzurii normale se întinde pe o perioadă de timp mai mică (65 min) decît la strunjirea cu $v = 80$ m/min (75 min).

După o perioadă de timp de lucru de 110 min, uzura radială la strunjirea cu $v = 100$ m/min a atins valoarea de 220 μm, pe cîtă vreme la strunjirea cu $v = 80$ m/min de numai 130 μm.

Cît de mare este influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii tăişului cuţitului se observă şi din diagrama din figura 5, în care este reprezentată variaţia uzurii radiale la strunjirea fără ungere, cu viteza de aşchiere de 100 m/min (curba *1*) şi $v = 80$ m/min (curba *2*). Şi în acest caz forma curbelor de variaţie a uzurii radiale este aceeaşi, numai că panta curbei din zona uzurii normale este mult mai mare la strunjirea cu $v = 100$ m/min decît la strunjirea cu $v = 80$ m/min.

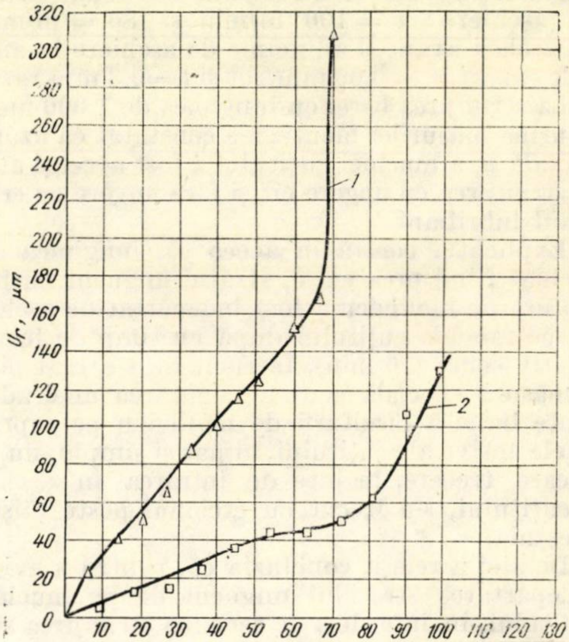


Fig. 5

Dacă la strunjirea cu ungere (fig. 4), după o perioadă de timp de lucru de 70 min, diferenţa dintre uzura radială la strunjirea cu $v = 100$ m/min şi $v = 80$ m/min este de 50 μm, la strunjirea fără ungere cu bisulfură de molibden (fig. 5) această diferenţă este 130 μm.

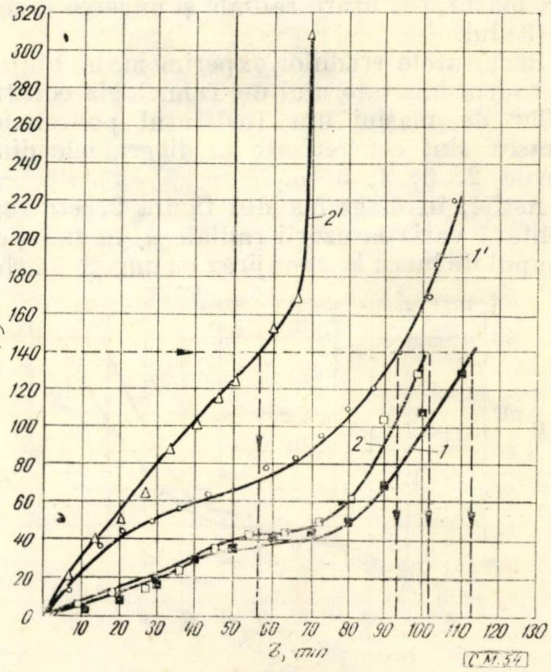


Fig. 6

În diagrama din figura 6 este reprezentată variaţia uzurii radiale în funcţie de timpul de lucru la strunjirea cu şi fără ungere cu bisulfură de moibden, cu viteza de aşchiere $v = 80$ m/min şi $v = 100$ m/min, cu acelaşi avans $s = 0{,}09$ mm/rot şi aceeaşi adîncime de aşchiere $t = 0{,}3$ mm/rază, în ambele cazuri.

Din această diagramă se observă că, dacă se admite ca uzura radială maximă admisibilă să fie de 140 μm, această valoare se obţine după un timp de lucru de:

$= 112$ min la strunjirea cu $v = 80$ m/min, cu ungere cu bisulfură de molibden (curba 1);

$= 102$ min la strunjirea cu $v = 80$ m/min, fără ungere cu bisulfură de molibden (curba 2);

$= 92$ min la strunjirea cu $v = 100$ m/min, cu ungere cu bisulfură de molibden (curba 1');

$= 57$ min la strunjirea cu $v = 100$ m/min, fără ungere cu bisulfură de molibden (curba 2').

În această situaţie se pare că cel mai raţional mod de lucru ar fi ca strunjirea să se facă cu $v = 80$ m/min şi cu ungere cu bisulfură de molibden, întrucît se obţine durabilitatea cea mai mare şi anume 112 min.

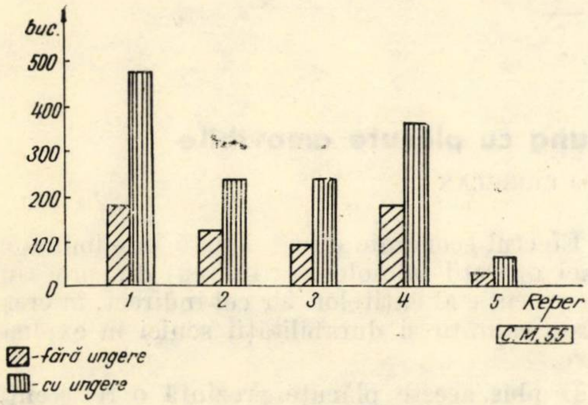


Fig. 7

Dacă însă se priveşte problema din punctul de vedere al productivităţii, se vede că cel mai raţional mod de lucru este ca strunjirea să se facă cu $v = 100$ m/min, întrucît cu toate că durabilitatea tăişului cuţitului este de numai 92 min, totuşi, în această perioadă de timp, se execută 13 buc. piese, în loc de 11 buc.

Lucrînd cu $v = 80$ m/min, în decursul unui schimb de lucru de 480 min cuţitul trebuie ascuţit de patru ori şi se pot executa aproximativ 44 buc. piese (timpul de lucru fiind de 10 min).

Lucrînd cu $v = 100$ m/min, cuţitul trebuie ascuţit de cinci ori, dar se pot executa într-un schimb de lucru aproximativ 64 buc. piese, deci cu 20 buc. mai mult decît în cazul precedent.

Dacă se calculează preţul de cost al unei piese în cele două cazuri se pare că va fi mai economică prelucrarea cu $v = 100$ m/min, cu toate că durabilitatea cuţitului este mai mică cu 20 min decît la lucrul cu $v = 80$ m/min.

Pentru confirmarea influenţei ungerii cu bisulfură de molibden a cuţitului de strung asupra uzurii tăişului acestuia s-au făcut experienţe şi în condiţii reale de producţie în uzina Independenţa — Sibiu, uzina Balanţa — Sibiu şi uzina Rulmentul — Braşov.

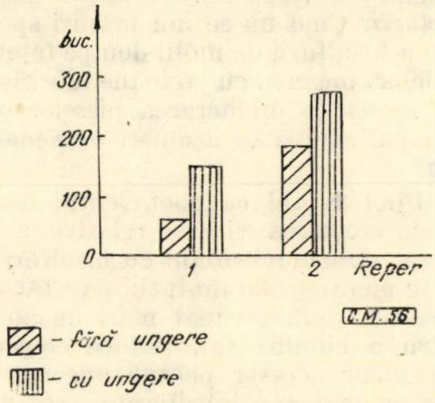


Fig. 8

În figura 7 sînt reprezentate numai cîteva din rezultatele obţinute în uzina Independenţa — Sibiu, din care rezultă că numărul de piese executate între două reascuţiri la diferite repere (*1*-bucşă excentrică din OL 50; *2*-flanşe din OL 38; *3*-ax principal; *4*-inel cu două locaşe din FC 20; *5*-cupă granulator din OTM 135) la prelucrarea prin strunjire cu ungere cu bisulfură de molibden a crescut în medie cu 50—60%.

În uzina Balanţa, după cum se vede în figura 8 (*1*-rolă din Rul 2; *2*-picior din OL 42), numărul lor a crescut în medie cu 50%, iar în uzina Rulmentul -Braşov, după cum se vede în figura 9 (*1*-inel de rulment 6207; *2*-inel de rulment cu $\varnothing_{ext}$ 75 mm; inel de rulment 6314—2) numărul pieselor executate între două reascuţiri la strunjirea cu ungere a cuţitelor cu bisulfură de molibden a crescut în medie cu 35% în raport cu numărul pieselor strunjite fără ungere.

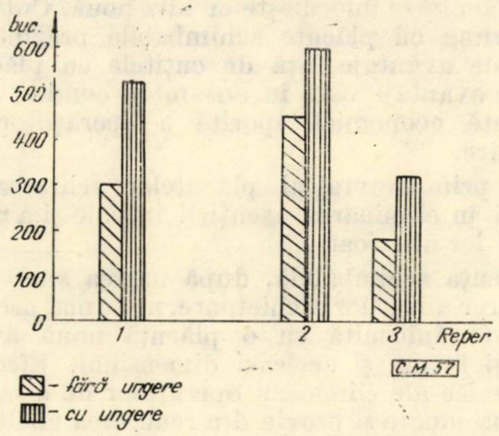


Fig. 9

Din calculul economic făcut la uzina Independenţa — Sibiu a rezultat că economiile realizate la scule în această uzină într-un an prin utilizarea creioanelor lubrifiante din bisulfură de molibden (costul unui creion cu 20% bisulfură de molibden este de 0,90 lei) se ridică la aproximativ 357 000 lei.

Concluzii. Cînd nu se iau măsuri speciale de aderare a bisulfurii de molibden pe feţele active ale sculelor, ungerea cu creioane lubrifiante este eficace numai la prelucrarea pieselor scurte la care timpul efectiv de aşchiere este mai mic de 10 min.

Dat fiind faptul că coeficientul de frecare scade cu creşterea vitezei relative a pieselor în frecare, stratul lubrifiant cu bisulfură de molibden se menţine mai mult timp pe tăişul sculei la viteze de aşchiere mai mari de 80 m/min.

Pentru a elimina sau reduce consumul de timp auxiliar necesar pentru ungerea tăişului sculelor cu creioane lubrifiante, este raţională şi necesară în unele cazuri adaptarea la maşina respectivă a unui dispozitiv sau mecanism în care să fie prins creionul lubrifiant şi care, fie automat fie la comandă, să facă ungerea.

Creioanele lubrifiante cu bisulfură de molibden fiind confecţionate în ţară, utilizarea lor pe scară largă în industria noastră constructoare de maşini duce la mărirea productivităţii, scăderea preţului de cost şi îmbunătăţirea calităţii produselor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Domşa, A., Szabo, I.* şi *Spîrchez, E.* Obţinerea şi unele caracteristici ale bisulfurii de molibden (MoS_2) sintetice. În Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic Cluj, nr. 7, 1964, p. 223–230.

[2] *Dr. Schanzer, W.* Molybdänbisulfid in Ulen und Fetten. În Werkstatt und Betrieb, nr. 3, 1961, p. 283–288.

[3] x x x Molybdänbisulfid, ein Hilfswitell zur Rationalisiernag der Zerspanungsarbeit. În Maschinenwelt und Elektrotechnik,Austria, nr. 6, 1960, p. 229.

[4] *Beleţki, M. S.* În problema folosirii bisulfurii de molibden pentru micşorarea uzurii sculelor. În: Maşinostroitel, nr. 7, iulie 1965, p. 40–42.

[5] Lichide de ungere cu bisulfit de molibden. În : Stanki i instrument, nr. 3, 1967.

[6] *Drăghici, G.* Aparat pentru măsurarea uzurii pe faţa de aşezare şi a deformaţiei termice a cuţitului de strung. Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 2, 1962.

CZ 621.941.025.1

Asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile

Gheorghe TÎRPE şi Zaharia CIORECAN

În ultimii ani, cuţitele cu plăcuţe din carburi metalice lipite au început să cedeze locul cuţitelor cu plăcuţe schimbabile fixate mecanic. Acestea permit folosirea succesivă a mai multor tăişuri (minimum trei) prin schimbarea rapidă a poziţiei plăcuţei în raport cu suportul cuţitului. După folosirea completă a tuturor tăişurilor, plăcuţa se înlocuieşte cu alta nouă. Cuţitele de strung cu plăcuţe schimbabile prezintă o serie de avantaje faţă de cuţitele cu plăcuţe lipite, avantaje care în ansamblu conduc la o eficienţă economică sporită a operaţiilor de strunjire.

Un prim avantaj al plăcuţelor schimbabile constă în eliminarea ascuţirii iniţiale şi a reascuţirii lor ulterioare.

Plăcuţa schimbabilă, după uzarea succesivă a tuturor tăişurilor aşchietoare, nu se mai ascute. Ea este înlocuită cu o plăcuţă nouă avînd aceeaşi formă şi aceleaşi dimensiuni. Efectele economice ale eliminării operaţiilor de ascuţire sînt însemnate şi provin din reducerea cheltuielilor pentru achiziţionarea şi deservirea utilajelor de ascuţire cît şi din reducerea timpului auxiliar legat de schimbarea sculei în vederea operaţiei de ascuţire.

Apoi se elimină lipirea, respectiv tensiunile de lipire, care produc uneori fisuri sau chiar spargerea plăcuţelor.

Efectul economic direct constă în eliminarea unei operaţii tehnologice (lipirea) din procesul de execuţie al cuţitelor, iar cel indirect, în creşterea calităţii şi durabilităţii sculei în exploatare.

În plus, aceste plăcuţe prezintă o rezistenţă la uzură mai ridicată, exprimată prin creşterea durabilităţii economice a sculei. Experienţele au dovedit că la viteză egală, cuţitele cu plăcuţe schimbabile au durabilitatea cu 20–25% mai ridicată faţă de durabilitatea cuţitelor cu aceleaşi plăcuţe dar lipite.

În fine, înlocuirea unei plăcuţe uzate se face în cîteva secunde, fără demontarea corpului. Deci poziţia relativă dintre sculă şi piesă, o dată reglată, nu se mai modifică pînă la terminarea prelucrării.

Uzina Electroputere — Craiova a experimentat şi urmează să înlocuiască în atelierele sale cuţitele cu plăcuţe lipite prin cuţite cu plăcuţe schimbabile.

Programul de înlocuire, în prima etapă, se referă la cuţitele încovoiate STAS 6377/67 (fig. 1a) şi la cuţitele laterale STAS 6381–67 (fig. 1b).

Noile tipuri de scule vor fi utilizate la strunguri paralele mici, mijlocii şi mari, strunguri frontale și strunguri carusel (la strungurile automate au fost introduse în 1966).

Forma constructivă a noilor tipuri de scule rezultă din figurile 2a și 2b.

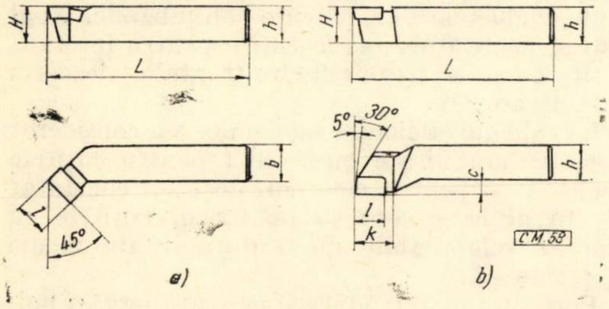


Fig. 1

Programul de introducere pe scară largă a noilor tipuri de scule a fost elaborat în baza unui studiu tehnio-economic, după modelul

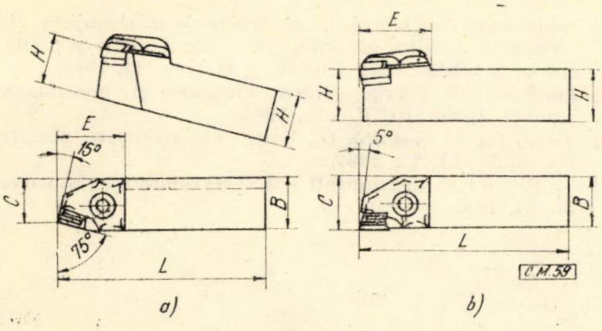


Fig. 2

prezentat (cuțitele pentru strunguri de copiat, deși fac parte din programul primei etape, avînd o pondere mică și particularități constructive, nu au intrat în calcul).

Elemente de calcul. Se utilizează următoarele notații:

E — eficiența economică, lei;
C' — cheltuieli globale legate de utilizarea cuțitelor cu plăcuțe lipite, lei;
C'' — cheltuieli globale legate de utilizarea cuțitelor cu plăcuțe schimbabile, lei;
C_1 — prețul de cost global al cuțitelor cu plăcuțe lipite, lei;
$C_3(C_4)$ — prețul de cost al suporților noi (fără plăcuțe), lei;
$C_5(C_6)$ — prețul de cost al plăcuțelor schimbabile, lei;
C_7 — cheltuieli de exploatare anuale (manoperă ascuțire, consum pietre abrazive etc.), lei;
C_8 — cheltuieli de pregătire inițiale legate de introducerea noilor tipuri de scule, lei;
$i_1(i_2)$ — numărul mediu de reascuțiri pentru un cuțit cu plăcuță lipită;
$N_1(N_2)$ — necesarul anual de suporți noi, buc.;
$n_1(n_2)$ — necesarul de plăcuțe schimbabile, buc.;
$Q_1(Q_2)$ — consumul anual global de cuțite încovoiate STAS 6377—67 (respectiv cuțite laterale STAS 6381—67), buc.;
$c_3(c_4)$ — prețul unitar al suporților noi, lei;
$c_5(c_6)$ — prețul unitar al plăcuțelor schimbabile, lei;

Observație: Q_1, C_1, C_3, N_1, n_1, i_1, C_5, c_3, c_5, se referă la cuțite încovoiate STAS 6377—67; Q_2, C_2, C_4, N_2, n_2, i_2, C_6, c_4, c_6, se referă la cuțite laterale STAS 6381—67.

Eficiența economică pe un an este dată de relația:

$$E = C' - C'', \tag{1}$$

în care:

$$C' = C_1 + C_2 + C_7; \tag{2}$$

$$C'' = C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_8. \tag{3}$$

Valorile elementelor din relațiile (2) și (3) se determină după cum urmează:

C_1, C_2 — statistic, din evidența contabilă a uzinei;

$$C_3 = N_1 \cdot c_3; \tag{4}$$

$$C_4 = N_2 \cdot c_4; \tag{5}$$

$$C_5 = n_1 \cdot c_5; \tag{6}$$

$$C_6 = n_2 \cdot c_6; \tag{7}$$

$$C_7 = 0{,}7\ (C_1 + C_2); \tag{8}$$

$$C_8 = 0{,}2\ (C_3 + C_4). \tag{9}$$

Valorile N_1, N_2, n_1, n_2, pot fi determinate cu ajutorul următoarelor relații, stabilite experimental:

$$N_1 = \frac{Q_1 \cdot i_1}{40}; \tag{10}$$

$$N_2 = \frac{Q_2 \cdot i_2}{40}; \tag{11}$$

$$n_1 = \frac{Q_1 \cdot i_1}{8} \text{ (pentru plăcuțe cu 8 muchii așchietoare)}; \tag{12}$$

$$n_2 = \frac{Q_2 \cdot i_2}{3} \text{ (pentru plăcuțe cu 3 muchii așchietoare)}. \tag{13}$$

Pentru cazul concret analizat la Uzina Electroputere, elementele inițiale de calcul au următoarele valori: $C_1 = 1\,092\,000$ lei, $C_2 = 777\,000$ lei, $Q_1 = 12\,944$ buc., $Q_2 = 10\,505$ buc., $i_1 = 15$ ascuțiri, $i_2 = 10$ ascuțiri, $c_3 = 243$ lei; $c_4 = 204$ lei; $c_5 = 32$ lei, $c_6 = 13$ lei.

Rezultatele calculului tehnico-economic pentru aceste valori sînt cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

Elementele cheltuielilor	Cuţite cu plăcuţe lipite	Cuţite cu tăişuri neascuţibile
Cuţite STAS 6377–67		
Costul materialelor		
corp		137 000
plăcuţă	1 092 000	725 000
Cheltuieli de pregătire	—	27 400
Cheltuieli de exploatare	765 000	—
Cuţite STAS 6381–67		
Costul materialelor	—	—
corp	777 000	178 000
plăcuţe		455 000
Cheltuieli de pregătire	—	35 600
Cheltuieli de exploatare	544 000	—
Total anual, lei	3 178 000	1 558 000

Economia anuală, lei :

$$E = 3\,178\,000 - 1\,558\,000 = 1\,620\,000$$

Concluzii. Înlocuirea cuţitelor cu plăcuţe lipite prin cuţite cu plăcuţe schimbabile conduce la însemnate economii materiale dacă se face cu respectarea unor principii corecte de lucru. Un factor important în succesul acţiunii îl constituie felul în care aceasta este primită de către cei vizaţi de înfăptuirea ei.

Din experienţa, destul de săracă, de pînă acum rezultă, totuşi, că noile tipuri de scule sînt bine primite în ateliere, datorită avantajelor arătate, dacă se face în prealabil o propagandă tehnico-informativă corespunzătoare.

Prinderea mecanică a plăcuţei deschide posibilitatea lărgirii treptate a sortimentului de scule aşchietoare cu plăcuţe schimbabile. Noul sistem poate fi extins la cuţite pentru interior, cuţite frontale, freze cilindro-frontale, alezoare, adîncitoare etc.

La calculul eficienţei economice s-a considerat aceeaşi durabilitate medie atît pentru cuţitele vechi cît şi pentru cele noi, deşi s-a constatat că, în aceleaşi condiţii de lucru, cuţitele cu plăcuţe schimbabile au o durabilitate medie mai ridicată.

Posibilitatea introducerii pe scară largă a noilor tipuri de scule este condiţionată de fabricarea acestora în ţară, de către uzinele de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Heuchemer, F.* Cheltuielile pentru scule la strunjirea ulterioară la profil a arborilor. În : Maşini-unelte şi prelucrarea metalelor, caiet selectiv, I. D.T. nr. 11, 1968.

[2] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, E.D.P., 1964.

[3] *Tîrpe, Gh.* şi *Stoenică, G.*, Cuţite de strung cu plăcuţe amovibile, I.D.T., 1967.

[4] — Rejuscie — instrumenti — Expres informaţie, Moscova nr. 34, 1966.

Cronică

Cercetarea în Suedia

În urma vizitei de studii în Suedia, urmare a invitaţiei unor organizaţii de specialitate, am crezut util să împărtăşesc unele informaţii asupra cercetării ştiinţifice în Suedia. Unele date au fost puse la dispoziţie de Institutul suedez pentru relaţiile culturale cu stăinătatea.

În ultimii cîţiva ani, activitatea de cercetare şi dezvoltare a făcut obiectul unei preocupări deosebite în Suedia, organizarea cercetării făcînd obiectul unor examinări repetate de către parlamentul suedez.

Recunoscînd faptul că activitatea de cercetare şi dezvoltare reprezintă în prezent o bază necesară dezvoltării economiei naţionale, guvernul suedez a acordat o atenţie deosebită acestei activităţi, care s-a concretizat printre altele, prin crearea în 1962 a unui comitet guvernamental pentru cercetarea ştiinţifică, cel mai înalt for consultativ din Suedia în probleme de cercetare. Acest comitet se compune din cercetători şi tehnicieni care din diferite domenii ale ştiinţei, din organizaţii de cercetare şi din administraţiile publice care folosesc cercetarea, ca şi din întreprinderi. Preşedintele acestui comitet este primul ministru, iar conducătorii ministerelor care tratează diferite probleme ale cercetării (finanţe, învăţămînt, agricultură, apărare etc.) sînt membrii ai acestui comitet. De asemenea fac parte din comitet cîţiva înalţi funcţionari de stat care, prin poziţiile pe care le ocupă, îşi consacră o parte importantă a activităţii lor problemelor cercetării. Lucrările comitetului sînt pregătite de un secretariat şi de un birou al cărui preşedinte este tot primul ministru. Membrii biroului sînt cinci cercetători şi doi înalţi funcţionari de stat. Secretarul comitetului este în acelaşi timp consilierul ştiinţific al consiliului de miniştri.

Comitetul nu este un organ care are atributele de a lua decizii, rolul său fiind numai consultativ. El examinează problemele de principiu şi de politică generală a cercetării în legătură cu organizarea activităţii de cercetare şi cu dezvoltarea acesteia. Rezultatele discuţiilor servesc drept bază lucrărilor ministerelor în problemele cercetării. Ministerele decid independent în chestiunile curente şi stabilesc proiectele supuse aprobării parlamentului.

Anchetele în materie de organizare şi orientare a cercetării sînt efectuate de ministere, de comitete speciale ale guvernului, precum şi de către conducerile universităţilor.

În calitatea lor de organe independente pentru anchete şi de dezbateri între funcţionari, cercetători şi tehnicieni ai instituţiilor, institutelor de cercetare şi întreprinderilor industriale, Academia regală de ştiinţe întemeiată în 1739 şi Academia de ştiinţe tehnice, fondată în 1919 (care este prima academie tehnică din lume), exercită o importantă influenţă asupra planificării şi organizării cercetării.

O mare parte a activităţii de cercetare din Suedia, mai ales de cercetare fundamentală se depune în universităţi şi în şcolile de învăţămînt superior. În prezent în Suedia cinci universităţi şi mai multe institute de învăţămînt superior de nivel universitar acordă şi titlul de doctor. Aceste ultime institute formează ingineri, economişti, sociologi şi farmacişti.

Universităţile şi institutele sînt supuse unui proces de amplificare, astfel încît să poată primi 87 000 studenţi în 1970 în comparaţie cu 69 000 în 1966 (Suedia are 8 populaţie de aproape 8 milioane locuitori). Între 1920 şi 1960, numărul suedezilor care au luat un titlu universitar s-a dublat la fiecare 20 ani. Se aşteaptă ca între 1960 şi 1980 dublarea să se producă la fiecare 13 ani.

Pregătirea inginerilor se face în trei institute tehnice superioare. Întregul învăţămînt superior are sarcini de cercetare. Lucrările de cercetare din învăţămîntul superior sînt conduse de profesori numiţi în funcţie de competenţa lor ştiinţifică. Aceştia dispun de o mare libertate în ceea ce priveşte alegerea obiectivelor de cercetare.

Nu se cunoaşte valoarea cheltuielilor pentru cercetare în universităţi şi institute. Doar cu titlu de estimaţie se consideră că jumătate din credite servesc pentru scopuri didactice şi jumătate pentru cercetare.

Totalul cheltuielilor curente ale universităţilor şi institutelor de învăţămînt superior pentru ingineri şi farmacişti a crescut între 1960 şi 1965 de la 130 milioane coroane la 350 milioane coroane.

În Suedia există şi institute de cercetări ale statului în cîteva domenii speciale. Cel mai important este centrul de cercetări al apărării naţionale în care lucrează 1 500 salariaţi şi care primeşte un credit anual de 65 milioane coroane.

Cel mai important program de cercetare al statului este acela asupra energiei nucleare. Această activitate a fost încredinţată unei instituţii specializate AB Atomenergi care are caracterul unei societăţi anonime, la care industria particulară are participaţii, dar ale cărei cheltuieli curente sînt suportate de către stat.

Multe unităţi de cercetare primesc finanţare din partea întreprinderilor industriale pentru lucrări care au interes comun. Cele mai importante dintre acestea sînt utilizate împreună de stat şi de o fundaţie industrială de cercetări. De obicei statul pune la dispoziţie localurile, iar cheltuielile sînt împărţite între stat şi întreprinderile industriale. Astfel de unităţi de cercetare există şi în domeniul construcţiei de maşini, ca şi în domenii de interes general, ca de exemplu coroziunea.

O mare parte a lucrărilor de cercetare şi dezvoltare din Suedia se efectuează în industrie. Totalul cheltuielilor suportate în 1963 în cadrul acestei activităţi s-a cifrat la 700 milioane coroane. Se mai cunoaşte că această activitate a cuprins 19 300 persoane, dintre care 3 000 au titluri universitare.

Repartiţia lucrărilor de cercetare din Suedia pe diferite ramuri arată că aproape jumătate sînt consumate de industria constructoare de maşini.

Aproape 3/4 din cheltuielile activităţii de cercetare şi dezvoltare sînt efectuate de întreprinderile ce folosesc mai mult de 1 000 salariaţi.

În prezent se duc discuţii intense pentru a putea răspunde la întrebarea dacă contribuţia industriei la cercetare este suficientă sau dacă nu cumva statul va trebui să încerce să stimuleze întreprinderile industriale în sensul de a creşte eforturile lor de cercetare şi lucrările de dezvoltare.

Prof. *C. Aramă*

Expoziţia de maşini-unelte Olympia — Londra 1968

Expoziţia de maşini-unelte de la Olympia-Hall din Londra reprezintă una dintre manifestările de prestigiu din lume în acest domeniu, alături de cele de la Hanovra, Paris, Milano, Osaka.

Această expoziţie este organizată o dată la patru ani de către Machine Tool Trade Association. Au drept de participare numai membrii asociaţiei care pot fi numai firme britanice. Prin faptul că la expoziţie participă şi firmele reprezentante în Marea Britanie ale diverşilor producători de maşini-unelte din alte ţări, expoziţia are un caracter internaţional.

Anul acesta au participat la explozіţie circa 280 firme care au expus aproximativ 2 000 maşini-unelte provenind de la fabricanţi din 22 ţări.

Pe lîngă maşinile britanice care au avut ponderea cea mai mare în cadrul exponatelor (circa 1 200 buc.), cele mai intens reprezentate ţări au fost R.F.G., Franţa, S.U.A., Elveţia, Japonia.

Dintre ţările socialiste, care în general au avut o participare redusă, în ordinea numărului de exponate prezentate s-au situat R.S.C., U.R.S.S., R.D.G. şi R.P.P. Împreună, ţările socialiste au expus circa 60 buc. maşini-unelte.

Opinia generală a specialiştilor — reflectată în publicaţiile apărute cu ocazia expoziţiei — este că faţă de 1964, data ultimei expoziţii de la Olympia—Londra — ediţia 1968 a marcat un salt tehnic important în concepţia şi în construcţia maşinilor-unelte.

Majoritatea exponatelor au avut un înalt nivel tehnic şi s-au distins printr-un finisaj remarcabil, şi în general, printr-o prezentare deosebit de atrăgătoare.

Productivitatea ridicată a maşinilor expuse, obţinută prin cele mai variate şi complexe metode, a constituit trăsătura caracteristică a expoziţiei.

Elementul tehnic care s-a impus cu autoritate a fost automatizarea maşinile automate (de diverse tipuri şi sisteme) avînd o pondere însemnată din numărul total al exponatelor.

Mijloacele de măsurare şi control, precum şi dispozitivele de transmitere a datelor şi de afişare a citirilor (dipozlitive digitale), au fost reprezentate la înălţimea importanţei lor în uzinajul modern.

În mod deosebit a ieşit în evidenţă ponderea maşinilor-unelte echipate cu sisteme de *control numeric*. Din totalul de circa 2 000 maşini-unelte expuse, circa 300 buc. au fost maşini controlate numeric.

Dintre ţările socialiste R.D.G., R.P.U. şi U.R.S.S. au expus în total un număr de circa 10 maşini comandate numeric.

La maşinile-unelte clasice s-a putut remarca tendinţa sporirii prin îmbunătăţiri constructive a productivităţii, sporirea preciziei, uşurarea muncii operatorului şi urmăririi procesului prelucrării etc.

Accentul la aceste maşini cade pe echiparea cu accesorii adecvate, care permit montarea şi prinderea rapidă a pieselor, schimbarea rapidă a sculelor, urmărirea prin mijloace potrivite de măsurare a dimensiunilor pieselor în timpul prelucrării şi în unele cazuri chiar afişarea continuă a dimensiunilor exacte ale pieselor în curs de prelucrare prin sisteme digitale, urmărirea prin mijloace optice a prelucrării unor piese la care se cer profile complexe şi exacte.

Se observă tendinţa construirii într-un număr din ce în ce mai mare a maşinilor cu revolver (freze, maşini de găurit şi de filetat, strunguri).

De asemenea, se observă tendinţa spre construirea de maşini combinate ca de exemplu freze cu cap-genunchi care pot fi folosite atît ca freze verticale, cît şi ca freze orizontale. Tendinţa vine în sprijinul unităţilor mici de fabricaţie care nu pot avea încărcare plină pentru maşini cu utilizare mai restrînsă.

Se mai observă tendinţa construirii unor maşini care încorporează mai multe operaţii (de exemplu, strung cu freză vertical-orizontală). Acest gen de combinaţii vine în sprijinul unităţilor mici de producţie, în sensul reducerii spaţiilor de amplasare.

Ca un exemplu interesant în acest domeniu al maşinilor combinate poate fi citată maşina de prelucrat roţi dinţate a firmei Pfauter care încorporează o unitate lucrînd prin frezare cu rostogolire cu o unitate lucrînd prin mortezare cu rostogolire. Maşina este interesantă atît prin faptul că ocupă practic locul unei singure maşini convenţionale, cît mai ales prin faptul că cele două prelucrări—cinematic total diferite—pot avea loc simultan, pe aceeaşi piesă, chiar, reducîndu-se practic ciclul de fabricaţie al roţilor cu dantură dublă (exterioară şi interioară) la durata necesară prelucrării danturii exterioare.

Construcţia de maşini sau agregate complexe, destinate unei anumite suite de operaţii, din unităţi de prelucrare tipizate fabricate în serii mari, continuă să-şi lărgească sfera de utilitate.

În expoziţie au fost expuse diverse maşini simple, unele mai complexe, altele chiar cu control numeric şi agregate transfer, compuse în mod adecvat din diferite unităţi de prelucrare (capete de găurire, capete de frezare etc.).

Productivitatea ridicată a maşinilor-unelte (atît cele convenţionale, dar mai ales a maşinilor multiax, a maşinilor automate şi a maşinillor cu comandă program) şi o dată cu aceasta creşterea importantă a debitului de aşchii detaşate prin prelucrare, a condus la introducerea în dotaţia maşinilor *a mecanismelor pentru evacuarea continuă a aşchiilor.*

De asemenea, pentru menţinerea parametrilor şi a însuşirilor lichidelor de ungere şi răcire a sculelor, se observă introducerea în dotaţia maşinilor a unor *instalaţii pentru recondiţionarea acestor lichide* (separare magnetică sau prin hidrocicloane a aşchiilor, răcirea lichidelor etc.).

Pe linia reducerii muncii manuale, eliminarea timpilor inactivi, mărirea preciziei execuţiei şi asigurării unei calităţi uniforme a execuţiei, se remarcă tendinţa construirii de *maşini de montaj.* Limitate ca domeniu de aplicabilitate la un anumit gen de montaj bine determinat, aceste maşini tind să îmbrăţişeze totuşi aplicaţii foarte diferite şi genuri de montaj uneori deosebit de complexe.

O preocupare deosebită a constructorilor de maşini-unelte se observă în legătura cu arhitectonica şi estetica acestora. În prezent, sînt preferate soluţiile simple în rezolvarea formelor arhitectonice : linii drepte, limitări nete ale suprafeţelor, suprafeţe plane, proproţionarea suplă a volumelor, folosirea unui colorit viu şi în general al culorilor deschise la vopsirea maşinilor. Multe firme practică vopsirea în două culori, într-o asociaţie estetică deosebit de atrăgătoare. Datorită tendinţei spre automatizarea ciclului de lucru şi spre afişarea digitală a măsurătorilor — elemente care fac ca să nu fie necesar accesul lucrătorului la piesă — maşinile sînt din ce în ce mai mult echipate cu paravane transparente care separă complet spaţiul de lucru al maşinii de spaţiul exterior.

Se remarcă o extindere a aplicării *acţionării cu motoare hidrostatice,* datorită avantajului acestora de a permite reglarea uşoară şi continuă a vitezelor de lucru la un cuplu practic constant.

Programarea numerică (numeric control sau prescurtat N/C) a fost fără îndoială elementul care a definit în modul cel mai evident nivelul tehnicii actuale în domeniul construcţiei de maşini-unelte.

Aşa cum s-a arătat şi în prima parte a informării, circa 15—17% din totalul exponatelor au fost maşini N/C.

Una dintre aplicaţiile cele mai avansate ale controlului numeric sînt aşa-zisele ,,*centre de prelucrare* (machining centers). Acestea sînt maşini-unelte complexe care pot executa un număr mare de operaţiuni de diverse feluri fără intervenţie din exterior. Maşinile sînt dotate cu magazii de scule (50—60 — 80 — 90 buc. scule diferite), din care maşina — conform programului pe care-l execută—îşi alege scula potrivită operaţiei pe care urmează s-o efectueze. Schimbarea sculelor între operaţii durează circa 5 — 7 secunde. La expoziţia de la Olympia au fost prezentate cîteva *centre de prelucrare,* în principal de provenienţă americană (Milwaukee) sau construite sub licenţă în Anglia.

Pentru mărirea preciziei controlului pieselor uzinate, pentru mărirea operativităţii acestui gen de lucrări, cît şi pentru a putea folosi personal cu calificare mai redusă în activitatea de control, firma engleză Ferranti a expus diverse aparate pentru controlul mono-bi-sau multiaxial al pieselor. Aparatura respectivă este echipată fără excepţie cu dispozitive digitale de afişaj a măsurătorilor.

Specialiştii firmei afirmă că astfel de aparate se impun o dată cu extinderea folosirii maşinilor N/C, la care controlul foarte exact al piesei prototip şi într-un timp cît se poate de scurt este de primă importanţă pentru mărirea gradului de folosire al maşinii.

★

Aşa cum s-a arătat, trăsătura de bază a expoziţiei Olympia de la Londra a fost automatizarea prin control numeric.

Evident, aceasta este actuala linie de dezvoltare în tehnica construcţiei de maşini-unelte cu toate că folosirea acestor maşini în industrie este încă departe de a marca proporţia care ar putea fi remarcată în expoziţie. După unele date, în Anglia proporţia maşinilor N/C din totalul maşinilor-unelte existente este de circa 3—4% considerînd valoarea lor şi de circa 0,8 — 1% după numărul lor.

În Anglia Ministerul Tehnologiei este preocupat în mod deosebit de introducerea pe scară mai largă a maşinilor N/C, urmărind în special absorbirea în industrie a unui număr mare de forţe de muncă necalificate rămase disponibile, în special prin restrîngerea activităţii în industria cărbunelui. Eforturi în acest sens se depun de asemenea pentru a recupera din întîrzierea tehnologică faţă de S.U.A. şi pentru a realiza un avans tehnologic în Europa.

Pentru a stimula extinderea folosirii maşinilor N/C, se acordă pe plan guvernamental facilităţi de plată pentru achiziţionarea acestui gen de maşini.

De asemenea există în Anglia, sub egida Ministerului Tehnologiei, două centre de demonstrare şi de pregătire a cadrelor necesare exploatării acestor maşini.

Pentru operaţiile de programare în utilizarea maşinilor N/C sau cînd organizarea lor nu este justificată de numărul de maşini N/C aflate în dotaţie, există firme specializate care prestează aceste operaţiuni contra plată.

După datele obţinute în Anglia lucrează în prezent 1 600 maşini N/C faţă de 9 000 în S.U.A. şi 900 în R.F.G. Avansul luat de Anglia se apreciază că se datoreşte eferoturilor Ministerului Tehnologiei, cît şi faptului că industria aeronautică engleză lucrează intens în sensul dotării sectoarelor sale cu maşini N/C.

Din cele arătate rezultă că în principalele ţări capitaliste dezvoltate există preocupări intense pentru folosirea maşinilor cu control numeric. Acest lucru este confirmat şi de numărul mare de firme (în expoziţie au fost reprezentate circa 10 — 12) care se ocupă de fabricarea echipamentelor numerice.

Cu toate acestea maşinile convenţionale vor forma — probabil încă multă vreme — ponderea mijloacelor de producţie în industria prelucrării metalelor. Cu alte cuvinte maşinile cu control numeric nu vor putea bara în viitorii cîţiva ani piaţa maşinilor convenţionale. Aceasta este cu atît mai valabil cu cît şi în construcţia acestor maşini fabricanţii depun eforturi spre a le face din ce în ce mai competitive sub toate aspectele.

În concluzie, se poate aprecia că ţinînd seamă de progresele care au loc pe ansamblul procesului de industrializare, de competiţia crescîndă pe piaţa bunurilor industriale în general, precum şi de necesitatea rezolvării unor probleme sociale (folosirea de cadre necalificate sau slab calificate în industrie), controlul numeric se va impune într-un ritm dinamic în industriile prelucrătoare ale multor ţări.

O. Sorian
Laureat al Premiului de Stat

Documentare

Mașină de timp transfer pentru echilibrarea bielelor În : Rivista di Meccanica, nr. 432, septembrie 1968.

O nouă mașină specială (Snyder Corp.—Detroit — S.U.A.) de tip transfer, pentru echilibrarea bielelor motoarelor auto, realizează operația respectivă prin frezarea controlată a celor două extremități ale bielei, asperitățile rămase fiind înlăturate printr-o succesivă operație de broșare.

Metoda de înlăturare a asperităților prin broșare este rapidă și sigură, întrucît nu influențează echilibrarea obținută prin frezare, toleranța admisibilă în greutate fiind de ± 1 gf pentru fiecare capăt al bielei. Productivitatea mașinii este de 360 buc. piese pe oră la un randament de 100%.

Mașina este echipată cu 10 posturi, secvența lucrărilor începînd cu încărcarea automată a piesei cu ajutorul unui mecanism ce preia piesa dintr-un canal de alimentare gravitațională. După trecerea prin postul nr. 2 (fază inactivă), biela este cîntărită la postul nr. 3, valoarea greutății fiind transformată în semnal electric memorizat pentru comandarea fazei următoare.

Faza următoare reprezintă operația de frezare : biela fiind blocată, cele două capete de frezare, dispuse normal pe direcția de deplasare a bielei, se deplasează în poziție de lucru, folosind un avans rapid și unul precis. Opririle corespunzătoare avansurilor sînt comandate de un contact ce atinge piesa și respectiv de un semnal electric memorizat în faza a treia. Apoi, frezele fiind în poziție de lucru, biela avansează pentru a se realiza operația de frezare.

După trecerea prin două posturi reprezentînd faze inactive, biela ajunge la postul nr. 7 unde se face broșarea. Cele două dispozitive de broșare sînt plasate opus ca și capetele de frezare și comportă cîte două cărucioare portbroșă, unul vertical și unul orizontal. Fiecare broșă are două muchii așchietoare dispuse la 45° pentru a prelucra numai muchia piesei. Ciclul de lucru corespunzător operației de broșare — piesa fiind blocată în poziția necesară — cuprinde ; apropierea de poziția de lucru (oprire comandată prin contact cu piesa), o cursă de lucru a căruciorului portbroșă orizontal, o cursă de lucru a celui vertical și retragerea în poziția inițială.

La postul următor (nr. 8) se face o a doua cîntărire a bielei (cîntărire de control). Valoarea obținută condiționează traseul următor al piesei. Dacă toleranța este respectată, biela trece la profilul următor unde se face descărcarea. În caz contrar este descărcată într-un canal dotat cu un dispozitiv hidraulic de sortare după greutate (peste și sub greutatea admisibilă). Dacă trei piese consecutive depășesc toleranța impusă, mașina se oprește automat.

Instalația completă are o greutate de 20 tf. Ghidajele sînt tratate termic și rectificate. Mandrinele sînt din oțel aliat tratat termic și se rostesc în lagăre cu rulmenți cu role conice. Ungerea părților mobile se face automat.

M.S.

Posibilitatea de utilizare a amortizoarelor de vibrații sau șocuri, cu cablu. C. Camossi. În : Rivista di Meccanica, nr. 432, septembrie 1968.

Problema amortizării vibrațiilor sau șocurilor în industrie a ajuns — se pare — la o rezolvare corespunzătoare și economică prin aplicarea unor noi tipuri de amortizare ale cablurilor metalice.

Noua metodă a permis soluționarea unor probleme importante și de actualitate ca, de exemplu, aceea a izolării aparatajului folosit pe avioane sau rachete.

Principiul noii metode se bazează pe fenomenul de alunecare relativă între firele componente ale unui cablu metalic, atunci cînd acesta este supus la încovoiere sau torsiune. În lungul zonei de alunecare, datorită frecărilor, o parte din lucrul mecanic realizat se transformă în energie calorică, astfel încît mișcarea este frînată ; fenomenul rezultat reprezintă o îmbinare a efectelor unui resort cu acelea ale unui amortizor.

Față de vechile sisteme apare avantajul suplimentar al amortizării în toate cele trei planuri de solicitare, posibilitatea de reducere concomitentă a vibrațiilor și șocurilor și aceea de amortizare a vibrațiilor chiar la frecvența de rezonanță.

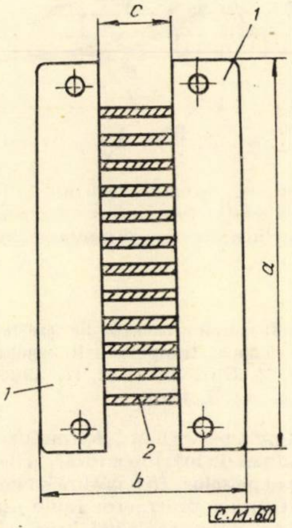


Fig. 1

Schema constructivă generală (fig. 1) este simplă ; amortizorul este format din două corpuri portante *1* din rășină poliamidică, între care sînt fixate un număr de cabluri metalice *2*.

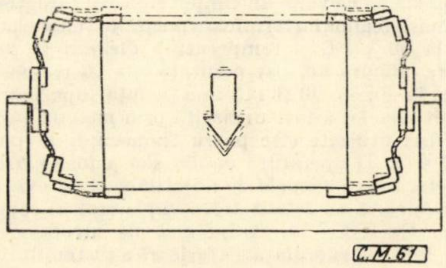


Fig. 2

Un sistem simplu de montaj apare în figura 2. Se obține prin legarea a două elemente amortizoare din cablu, printr-un colțar metalic. După cum apare în figură masa de izolat este suspendată numai pe cabluri.

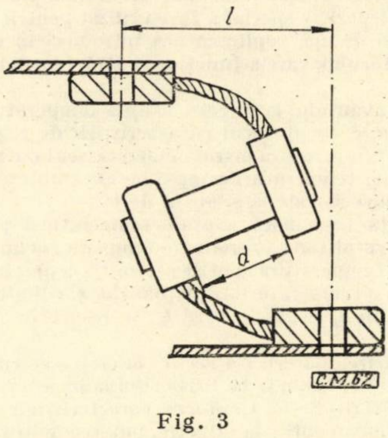


Fig. 3

În figura 3 apare sistemul de montaj în S. Dispoziţia specială a cablurilor permite varierea—la aceeaşi sarcină—a flexibilităţii sistemului, acţionînd asupra celor doi parametri *d* şi *l*. Rezultă deci posibilitatea de variere — într-un interval destul de mare — a frecvenţei de rezonanţă a sistemului.

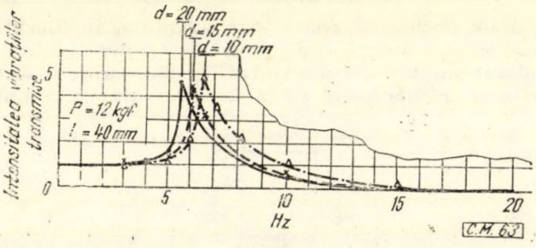


Fig. 4

În figura 4 apare o diagramă de transmisibilitate, care permite să se observe variaţia frecvenţei de rezonanţă o dată cu variaţia parametrului *d*, sarcina rămînînd constantă.

M. S.

Studiul influenţei diferitelor metode de creştere a performanţelor motoarelor asupra temperaturii organelor din grupul cilindru-piston, A. M. Gurevici şi A. K. Bolotov. În: Traktorîi i selhozmaşinî, nr. 7, 1968.

Gradul de creştere a performanţelor motoarelor este limitat de multe ori nu numai de mărimea încărcărilor mecanice, ci şi de regimul termic al pieselor. În legătură cu necesitatea de mărire a puterii motoarelor de tractor rapid din clasa 1,4 s-au efectuat cercetări pe motoare D—50 fabricate la uzina de profil din Minsk. S-a urmărit precizarea metodei optime şi a limitei şi forţare din punctul de vedere al stării termice.

Înainte de încercări, motorul a fost rodat timp de 60 h conform regimului prescris de uzina constructoare. Încercările s-au desfăşurat pe un stand echipat cu frînă electrică, folosind combustibil şi ulei de vară. În timpul ridicării caracteristicilor şi determinării regimului termic s-a menţinut temperatura apei de răcire la 90 ± 1°C şi temperatura uleiului la 85 ± 5°C.

În fiecare cilindru au fost montate cîte 20 termocuple, în patru zone, la 20, 50, 90 şi 145 mm de faţa superioară. Temperatura pistoanelor a fost urmărită prin metoda termocompensării, fiind utilizate cîte patru termocuple la pistoanele numărul *3* şi *4*. Temperatura chiulaselor a fost măsurată în patru puncte, între supapele de admisiune şi de evacuare ale fiecărui cilindru. S-au folosit termocuple cromel-copel şi potenţiometre tip KP — 59. Adîncimea de introducere a lipiturii calde faţă de suprafaţa exterioară a pistonului a variat în jurul a 2 mm, iar faţă de suprafaţa de lucru a cilindrului şi chiulasei, în jurul a 1,5 mm.

Pentru urmărirea transferului de căldură de la pistoane la cilindri s-au ridicat diagrame indicate cu indicator electropneumatic MAI—2, traductorul acestuia fiind plasat în ciclindrul *4*. Un dispozitiv special a fost utilizat pentru determinarea cantităţii de apă suplimentară introdusă în circuitul de răcire al motorului, care a funcţionat fără ventilator şi radiator.

Influenţa avansului la injecţie asupra temperaturii pieselor a fost precizată cu ajutorul caracteristicii de regulator. S-a constatat că temperatura pistoanelor a crescut o dată cu avansul la injecţie, temperaturile maxime ale chiulaselor şi cilindrilor fiind înregistrate la avansul de 19°.

O influenţă însemnată asupra temperaturii pieselor din grupul cilindru-piston a exercitat-o temperatura apei de răcire. În funcţie de temperatura apei de răcire t_a s-a precizat o dependenţă liniară a temperaturilor pistoanelor şi cilindrilor, definită prin relaţiile $t_p = 196 + 0{,}78\ t_a$ şi respectiv $t_c = 110 + 0{,}6\ t_a$, °C.

Pentru mărirea puterii s-a recurs la creşterea turaţiei de la 1 600 la 1 900 rot/min şi la turbosupraalimentare cu turbocompresor TKR—8—5. Conform caracteristicii de sarcină ridicate la avansul optim la injecţie, puterea motorului a atins 152 CP la turaţia nominală (1600 rot/min) prin mărirea cantităţii de combustibil. La supraalimentare joasă s-a obţinut o creştere de 20 — 28 % a puterii, faţă de puterea dezvoltată la funcţionarea cu admisiune naturală, presiunea medie efectivă atingînd 7,3 — 7,6 kgf/cm². Caracteristicile de sarcină au acuzat o pantă lină în cazul supraalimentării, cu păstrarea unei economicităţi corespunzătoare în domeniul 60 — 100 % din sarcina plină.

Cîmpul de temperaturi al pieselor a prezentat o dependenţă însemnată de parametri funcţionali şi constructivi. Temperatura pistoanelor, chiulaselor şi cilindrilor a crescut o dată cu consumul orar de combustibil, cele mai ridicate valori fiind obţinute în regimurile de putere maximă şi de consum orar maxim de combustibil. La trecerea de la regimul nominal la regimul de moment motor maxim temperaturile au înregistrat o uşoară scădere.

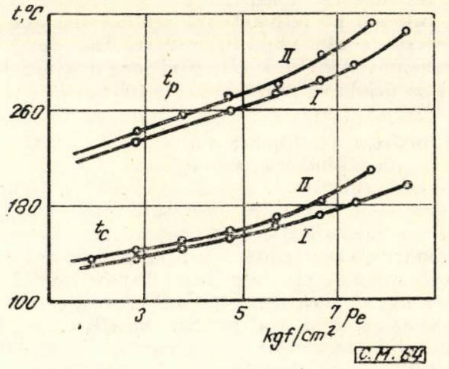
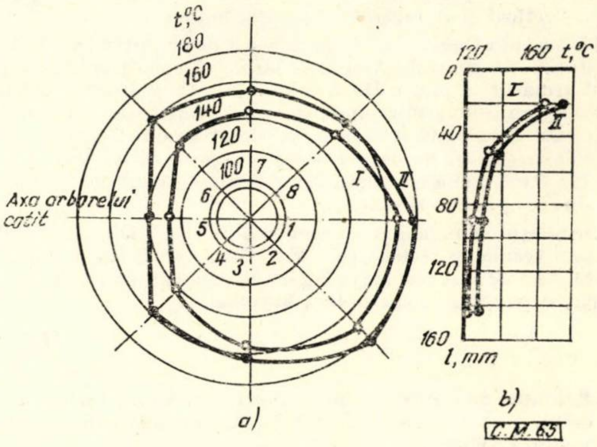


Fig. 1

În figura 1 se arată variaţia temperaturilor maxime ale pistonului t_p şi cilindrului t_c pe caracteristica de sarcină la 1800 rot/min (I—cu supraalimentare; II—fără supraalimentare). Se constată o creştere a mărimilor t_p şi t_c la sporirea sarcinii în ambele cazuri de admisiune, la aceeaşi sarcină supraalimentarea antrenînd scăderea nivelului termic. Această influenţă favorabilă a supraalimentării a fost evidenţiată şi în graficele de variaţie a temperaturilor t_p şi t_c în funcţie de turaţie, la sarcină constantă.



a)

b)

Fig. 2

În figura 2 se prezintă cîmpul de temperaturi ale cilindrului la 1 800 rot/min şi 6,6 kgf/cm² (a — în zona superioară; b — în înălţime; I — cu supraalimentare; II — fără supraalimentare). În zona superioară temperatura maximă a fost înregistrată în dreptul galeriei şi supapei de evacuare (punctul 2); spre partea inferioară a cilindrului variaţia temperaturii este practic neînsemnată.

La folosirea supraalimentării şi la mărirea turaţiei cîmpul de temperaturi al pistonului a avut acelaşi aspect ca în cazul motorului neforţat. Aplicarea supraalimentării a provocat o creştere foarte mică a regimului termic al pistonului, în comparaţie cu creşterea rezultată la mărimea turaţiei, sporul de putere fiind substanţial. De exemplu la 1800 rot/min puterea a crescut prin supraalimentare de la 58 la 70 CP, iar temperatura maximă a pistonului a crescut cu 4°C atingînd 295 °C.

Rezultatele încercărilor atestă eficienţa metodei de supraalimentare din punctul de vedere al regimului termic al pieselor din grupul cilindru-piston.

G. Z

Cuplaj de siguranţă cu bile

Cuplajul de siguranţă cu bile este un produs curent al fabricii Metalluk — R.F.G., specializată în fabricarea cuplajelor de diferite tipuri.

Construcţia cuplajului este arătată în figura 1. Cuplajul se compune dintr-o carcasă 1 în interiorul căreia se află rotorul în formă de stea 2. Rotorul împarte carcasa într-un număr egal de camere, în fiecare din ele fiind introdusă o cantitate egală de bile 3 ; acestea formează încărcătura centrifugă şi, în mod obişnuit, sînt confecţionate din oţel tratat termic. Rotorul se montează pe arborele motor.

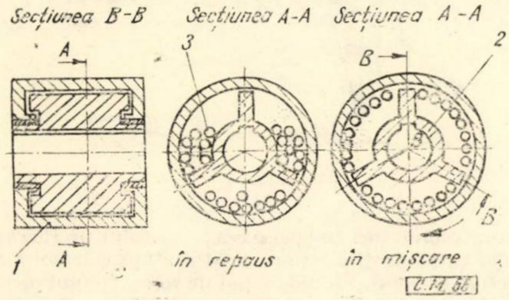


Fig. 1

Atunci cînd arborele motor începe să se rotească, încărcătura supusă forţei centrifuge este aplicată pe peretele interior al carcasei solidare cu maşina de antrenat. Cuplul motor se transmite progresiv la arborele condus, prin frecarea încărcăturii ; alunecarea, care se micşorează în cursul perioadei de demaraj, ajunge la valoarea zero atunci cînd se atinge viteza de regim constant.

Ungerea încărcăturii este asigurată de către un lubrifiant lichid sau pulverulent. Prin amestecarea încărcăturii la fiecare demaraj, rezultă un coeficient de frecare constant şi în acest fel, cuplul transmis de cuplaj este stabil.

Alegerea cuplajului se face cu ajutorul relaţiei :

$$N_d \leqslant N,$$

în care :

N este puterea transmisibilă indicată în tabela de selecţie, CP ;

N_d — puterea de demaraj a maşinii de antrenat, CP.

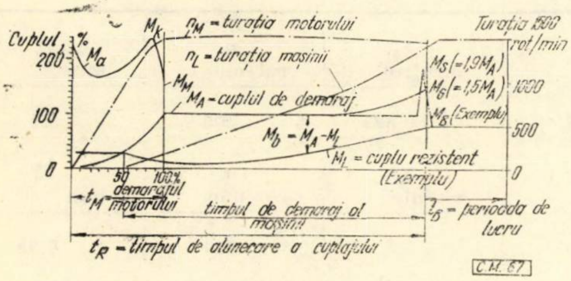


Fig. 2

Puterea de demaraj se determină cu expresia :

$$N_d = N_m \cdot s,$$

în care :

N_m este puterea nominală a motorului, CP ;

s — un factor de funcţionare care variază între 1 — 1,8, în funcţie de maşina de anterenat.

Din tabela de selecţie dată de fabricant, în funcţie de N şi de turaţia motorului de antrenare, se determină mărirmea cuplajului.

În figura 2 se dă diagrama de funcţionare a ansamblului motor — cuplaj cu bile — maşină de antrenat.

Cuplajul cu bile descris prezintă următoarele avantaje : limitează cuplul transmisibil, protejînd în acest fel motorul şi maşina de antrenat împotriva supraîncărcării (mai ales la pornire) ; cuplul motor este transmis progresiv, ceea ce uşurează demarajul motorului ; construcţia este simplă şi robustă fără piese fragile care să fie supuse uzurii, arcuri, pîrghii, garnituri de fricţiune etc.) şi nu necesită, practic, nici un fel de întreţinere.

A.M.

Dispozitiv de limitare a cuplului transmis. În : Machine Design, nr. 2, 1968.

Doi arbori *3* de secţiune hexagonală se îmbină cu un arc bridă triunghiular *1*. Arcul este fixat de unul dintre arbori, cu şuruburile *2*, pentru a preveni deplasarea sa axială.

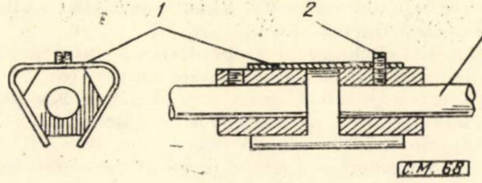


Fig. 1

Atunci cînd cuplul de transmis creşte peste valoarea pentru care a fost ales şi dimensionat arcul, acesta se extinde, în aşa fel încît permite rotirea arborelui liber în interiorul laturilor sale.

Dispozitivul face obiectul patentului S.U.A., 3, 347, 062 atribuit firmei The Powers Regulator Co, Skokie, ILL, de către Eugene R. Schumann.

A. M.

Dispozitiv pentru limitarea turaţiei. În : Machine Design nr. 2, 1968.

Dispozitivul este utilizat pentru a opri funcţionarea unei maşini, atunci cînd turaţia depăşeşte o anumită limită prestabilită. Un buton *2* (fig. 1) este montat cu ajutorul unei piuliţe pe un arc — disc *1* (arc Belleville), în interiorul unei cavităţi a arborelui care se roteşte. Cînd forţa centrifugă care acţionează asupra butonului este suficientă ca să deformeze arcul, butonul este proiectat în exteriorul suprafeţei arborelui şi apasă pe butonul de deconectare *3*.

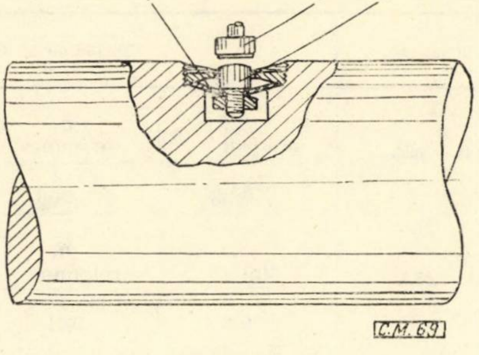


Fig. 1

Dispozitivul face obiectul patentului S.U.A. 3, 348, 420 atribuit firmei Carrier Corp, Syracuse, N.Y., de către John W. Schlirf.

A.M.

Grapă cilindrică cu ace BIG—3. V. T. Gordiuşin: În: Traktori i selhozmaşinî, nr. 7, 1968.

Biroul de proiectare pentru maşini agricole din Ţelinograd a lansat grapa cilindrică cu ace BIG—3. Noul utilaj este destinat pentru afînarea de primăvară şi toamnă a solurilor cu resturi de culturi de mirişte, în scopul menţinerii umidităţii în sol şi al îndepărtării seminţelor de buruieni, precum şi pentru netezirea microreliefului solului.

Pe cadrul grapei sînt fixate patru baterii de discuri cu ace, mecanismul de ridicare cu roţile de sprijin şi mecanismul de netezire cu cercelul de remorcare. Trecerea grapei din poziţia de lucru în cea de transport şi invers este comandată printr-o transmisie hidraulică din cabina tractorului de antrenare. Unghiul de atac al discului cu ace poate fi variat între 8 şi 12° cu ajutorul unor şuruburi de întindere.

La deplasarea agregatului tractor-grapă pe cîmpul de mirişte discurile cu ace se rostogolesc pătrunzînd în sol la adîncimea dată sub acţiunea greutăţii proprii a utilajului. Forma acelor asigură afînarea eficientă a stratului superficial al solului, resturile şi seminţele extrase (pînă la 80%) fiind depuse la suprafaţă. Aceste depuneri protejează solul de eroziunea eoliană. Grapa lucrează în agregat cu tractoare din clasa 1,4 t; folosind cuplaje hidraulice pot fi antrenate mai multe grape de către acelaşi tractor, de 3,4 sau 5 t.

Caracteristicile tehnice ale grapei BIG—3 sînt următoarele: lăţimea de lucru — 3 m, adîncimea de lucru — (5. . . 7) cm, productivitatea pe cinci grape cu tractor K—700—16,9 ha/h, productivitatea pe trei grape cu tractor DT—75—6,2 ha/h, lungime — 3 750 mm, lăţime — 3000 mm, înălţime în poziţia de transport — 1020 mm, greutate—1050 kgf, personal de deservire — 1 tractorist.

Folosirea grapei pe soluri acoperite de apă în locul plugurilor de desmiriştire cu discuri plane şi pe soluri cu resturi de culturi de mirişte în locul plugurilor cu discuri sferice micşorează gradul de împrăştiere a stratului superior, asigurînd o mai bună protecţie a suprafeţei solului.

G. Z.

Analiza tehnico-economică a procesului de aşchiere a roţilor conice cu dinţi elicoidali. G. V. Jujjalkin şi V. V. Borodin. În: Stanki i instrument, nr. 7, 1968.

În ultima vreme s-au răspîndit maşinile-unelte şi dispozitivele speciale pentru prelucrarea roţilor conice cu dinţi elicoidali prin metoda divizării continue. În acest scop se utilizează cu succes maşina FK—41 A, echipată cu capete de aşchiere cu cuţite circulare.

Capetele de aşchiere se rotesc cu aceeaşi viteză unghiulară în jurul centrelor dispuse la distanţe relativ mici. Fiecare cap are cuţite exterioare sau interioare, prelucrînd partea concavă, respectiv convexă a dintelui. Pentru a prelucra două roţi conjugate sînt necesare două seturi de capete, cîte unul pentru fiecare sens de ridicare a spiralei dinţilor.

Cuţitele se calează în cap cu ajutorul unor calibre speciale, pasul de montaj fiind realizat prin intermediul unor şaibe de distanţă. Schimbarea cuţitelor se efectuează fără desprinderea capului de pe maşina-unealtă.

Dantura se execută cu capete de aşchiere avînd cîte şase cuţite. Se folosesc cuţite pentru prelucrarea roţilor cu modul normal cuprins între 0,5 şi 1,5 mm; dimensiunile cuţitului cu modul de 1,5 mm sînt prezentate în figura 1. La roţile dinţate prelucrate diametrul maxim al cercului de divizare este de 110 mm. Roţile dinţate cu modulul de 1,15 mm, de oţel 40H, sînt tratate termic la 22—28 HRC.

Rezultatele obţinute la prelucrarea pe maşina FK—41 A au fost comparate cu cele corespunzătoare prelucrării pe maşina 5P23A, cu cap de frezat unitar cu patru dinţi, de oţel rapid R18, cu diametrul de 50,8 mm şi pasul de 0,75 mm.

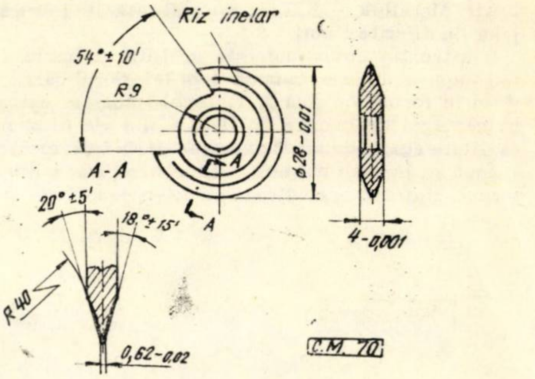


Fig. 1

Analiza economică comparativă a costului prelucrării pinioanelor cu 17 dinţi şi roţilor cu 34 dinţi pe cele două maşini s-a efectuat în condiţiile producţiei de serie. Timpul pe maşina 5P23A la execuţia unui dinte s-a stabilit la $T = s + 4{,}5$, unde s este avansul în secunde pe dinte. La maşina FK—41A acest parametru se calculează cu relaţia:

$$T = \frac{0{,}595\ (z + 0{,}25)\ (\lambda - 0{,}5\lambda_1)}{n S_0 z_c}, \text{ min}$$

în care z este numărul de dinţi ai roţii; z_c— numărul de începuturi al capului de aşchiere; λ — unghiul de rotaţie al planşaibei cu cap de aşchiere, în grade; λ_1—partea din unghiul λ de trecere din centrul de rostogolire cu avans dublu; n — turaţia capului de aşchiere, în rot/min; S_0 — avansul planşaibei, în mm/rot. În tabela 1 se prezintă regimurile de aşchiere şi rezultatele calculelor privind timpul pe maşină.

Tabela 1

Tipul maşinii	Pinion cu 17 dinţi			Roată cu 34 dinţi		
FK—41A	S_0, mm/rot	n, rot/min	T, min	S_0, mm/rot	n, rot/min	T, min
	0,33	200	3,8	0,325	200	5,9
5P—23A	S, s/dinte	n, rot/min	T, min	S, s/dinte	n, rot/min	T, min
	9,8	324	4,05	7,8	324	6,98

Costul total al prelucrării a rezultat ţinînd seamă de cheltuielile pentru salarizare, scule, amortizarea utilajului, energie electrică, reparaţia utilajului şi materiale auxiliare. Faţă de costul unei piese prelucrate pe maşina FK—41 A, costul unei piese prelucrate pe maşina 5P 23A a rezultat mai mare cu circa 6,5% la pinioanele cu 17 dinţi şi cu circa 15% la roţile cu 34 dinţi. Această diferenţă se explică prin costul mai ridicat al sculelor necesare celei de-a doua maşini şi prin productivitatea sa mai slabă.

G. Z.

Scule pentru rularea filetelor interioare A. P. Cernîi. În : Stanki i instrument, nr. 17, 1968.

Condiţiile dificile de deformare a materialului în limitele unui contur închis impun alegerea unei scheme raţionale de execuţie a filetelor interioare prin rulare, asigurînd calitatea corespunzătoare a filetului şi durabilitatea sporită a sculei. În legătură cu aceasta prezintă importanţă construcţia sculei, care trebuie să excludă posibilitatea de gripare ca urmare a deformării elastice a piesei şi să permită accesul corespunzător al lichidului de răcire-ungere în zona de lucru. Astfel de deziderate au fost îndeplinite prin confecţionarea unor scule de rulat filete interioare cu diametre începînd de la 30 mm. Scula pentru filetul M36 × 2 este redată în figura 1.

În canelurile corpului *1* al sculei se montează inserţiile cilindrice filetate de aliaj dur. Numărul de inserţii depinde de diametrul sculei şi variază între *3* şi *10*. Pentru fixarea inserţiilor sînt prevăzute penele *3*, iar deplasarea axială este împiedicată de şaiba *4* şi piuliţa *5*, respectiv de capacul *6* şi şuruburile *7*.

Înainte de montarea în corp, inserţiile sînt complet prelucrate, filetul fiind rectificat cu piatră de diamant. La fixarea în dispozitiv în vederea rectificării filetului, inserţiile nu sînt uniform distribuite în jurul axei dispozitivului, astfel încît la montajul în corpul sculei se obţine o abatere a spirelor inserţiilor alăturate faţă de pasul filetului ; la scula pentru filetul M36 × 2 această abatere este de 0,16 mm. Pentru a realiza o schemă favorabilă de încărcare a filetului sculei, lăţimea conului de atac se execută progresiv crescătoare. Rectificarea diferenţială a conului de atac urmăreşte sporirea durabilităţii sculei. Diametrul mediu al filetului sculei se alege puţin mai mare decît al sculelor de filetare prin aşchiere, ţinînd seamă de variaţia elastică dimensională a piesei după rulare.

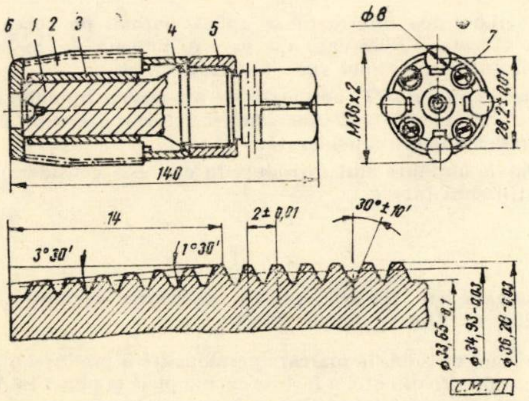


Fig. 1

Experimentarea sculelor de tipul descris s-a efectuat pe un strung model 1K62, la turaţii cuprinse între 12 şi 50 rot/min. Drept lichid de răcire-ungere s-a folosit sulfofrezol. Au fost rulate filete în semifabricate inelare cu grosimea peretelui de 6—10 mm, din diferite materiale : bronz, alamă, oţel 20, 45, 40 H şi 1H18N9T, precum şi din aliaj EI765. Diametrul orificiului din semifabricat a fost stabilit sensibil egal cu diametrul mediu al filetului.

S-a constatat că filetele cu pasul pînă la 2 mm pot fi rulate printr-o singură trecere, fără aşchiere preliminară, în semifabricate de materiale neferoase şi de oţel cu conţinut redus de carbon. În celelalte materiale menţionate şi la valori ale pasului mai mari de 2 mm este necesară o aşchiere prealabilă, încheiată la un adaos de 0,1—0,15 mm pe diametru. Probele metalografice efectuate în astfel de cazuri au atestat o însemnată durificare a stratului rulat, de exemplu, la piese de aliaj EI765 filetate prin aşchiere microduritatea a crescut datorită rulării ulterioare de la 380 la 510—520 kgf/cm ^{2}.

Sculele prezentate pot fi utilizate pe strunguri şi maşini de găurit pentru rularea filetelor, la viteze de 2—2,5 m/min.

G. Z.

Burghiu cu vîrf adaptat pentru ruperea aşchiilor P. Slenning. În : Rivista di Meccanica, nr. 432, septembrie 1968.

În cazul realizării găurilor adînci şi de diametru mare pe strunguri automate cu mai multe mandrine, se formează aşchii lungi care se înfăşoară în jurul sculei şi al căruciorului. La trecerea în poziţia următoare, aşchiile ajung în contact cu mandrinele în rotaţie şi acestea, datorită forţei centrifuge, le aruncă în exterior, apărînd o situaţie periculoasă atunci cînd muncitorul caută să le îndepărteze cu ajutorul unui cîrlig.

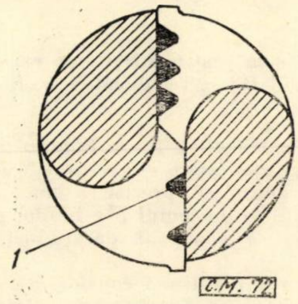


Fig. 1

În figura 1 apare schematic un procedeu simplu pentru sfărîmarea aşchiilor şi deci pentru înlăturarea situaţiei periculoase amintite.

În scopul considerat se realizează, cu ajutorul unui disc abraziv, o serie de caneluri *1* (fig. 1) pe feţele celor două tăişuri frontale ale burghiului. Canelurile săpate sînt plasate la distanţe neregulate una de alta, fiind diferite ca număr pe cele două tăişuri. În acest fel, aşchiile lungi se sfărîmă, eliminîndu-se pericolul şi — în contradicţie cu părerea generală — se reduce tendinţa de deviere a vîrfului burghiului.

M. S.

Noi perspective asupra raportului dintre dimensiunile granulelor şi rezistenţa materialelor ceramice. În: Engineers' Digest, martie 1968.

În general, materialele ceramice folosite în construcţiile mecanice sînt formate din oxizi şi carburi metalice. Aceste materiale prezintă două proprietăţi specifice ; astfel, pe de o parte îşi menţin rezistenţa respectivă în medii oxidante la temperaturi ridicate (condiţii inacceptabile pentru metalele propriu-zise), iar pe de altă parte sînt foarte dure şi fragile. Aceste proprietăţi sînt destul de divergente şi în plus, fragilitatea adaugă o complicaţie suplimentară făcînd dificilă determinarea rezistenţei respective.

Au fost preconizate o serie de metode pentru determinarea rezistenţei materialelor ceramice, cea mai utilizată fiind îndoirea transversală. Rezultatele obţinute pînă în prezent — indiferent de metoda folosită — arată că rezistenţa unei ceramice policristaline creşte cu reducerea dimensiunilor granulelor.

Se pare însă că această concepţie ar putea fi greşită, o nouă şi opusă concepţie datorîndu-se rezultatelor furnizate de o nouă metodă utilizînd o grindă de profil dublu, imaginată de Midwest Research Institute — Kansas. În cadrul metodei, se realizează o crăpătură într-o epruvetă din material ceramic avînd o formă paralelipipedică, măsurîndu-se apoi forţa necesară pentru reamorsarea ruperii. Considerînd forţa măsurată şi dimensiunile epruvetei se determină energia necesară ruperii sau tenacitatea la rupere a epruvetei.

Utilizîndu-se metoda considerată, s-a ajuns la concluzia că energia necesară pentru ruperea aluminei creşte cu dimensiunea granulelor în condiţiile de experimentare (10 la 45 μm, la o variaţie de temperatură de pînă la 1600°C).

Diagrama forţei de reamorsare a ruperii, pentru epruvete cu granule de 10,30 şi 50 μm, în funcţie de temperatură, arată că forţa respectivă scade cu creşterea temperaturii, dar creşte o dată cu dimensiunile granulelor. Cauza ar consta în faptul că ruperea materialelor cu granule mari se produce prin granulă şi nu înconjurînd-o ca în cazul granulelor de dimensiuni reduse.

Astfel, prin reglarea convenabilă a dimensiunilor granulelor, se poate regla rezistenţa materialelor ceramice făcîndu-le mai apte pentru utilizarea în cadrul structurilor mecanice. O ceramică ideală — în acest sens — va avea, probabil, un strat exterior cu granulaţie fină şi altul interior cu granule de dimensiuni mari. Stratul extern va reduce dimensiunile fisurilor (crescînd astfel forţa necesară pentru amorsarea ruperii), iar cel interior va mări efortul necesar pentru propagarea fisurii superficiale.

M. S.

Manometru cu piston pentru măsurarea exactă a presiunilor foarte înalte. În : NBS — Technical News Bulletin, februarie 1968.

În cadrul cercetării ştiinţifice şi în industrie sînt utilizate — în măsură tot mai mare — presiuni foarte înalte şi de aici necesitatea măsurării precise a lor. Necesitatea este mai ales resimţită în domeniul presiunilor pînă la 30 kbar, presiune maximă ce poate fi determinată de un sistem hidrostatic.

Pentru rezolvarea problemei considerate, s-a elaborat un program de cercetări speciale (NBS — Institute for Basic Standard). În cadrul acestui program, s-a utilizat un manometru cu piston pentru determinări pînă la 26.10^3 bar ; încercările au avut ca scop măsurarea presiunilor de tranziţie a fazelor polimorfice ale unor materiale (de exemplu, bismutul).

Manometrele cu piston determină direct presiunea ca mărime specifică, determinarea făcîndu-se prin încărcarea cu greutăţi tarate a pistonului de suprafaţă precis măsurată, împins în sus de presiunea unui fluid. În general, manometrul cu piston este folosit pînă la $3 \cdot 10^3$ bar şi numai accidental pentru presiuni de circa $7 \cdot 10^3$ bar, întrucît, peste 104 bar este dificil să se lege prin conducte corespunzătoare diferitele părţi ale instalaţiei.

Instrumentul realizat în cadrul NBS, comportă într-un bloc mic un generator de presiune şi un spaţiu interior suficient de mare pentru a conţine epruveta supusă efectului presiunii. Generatorul de presiune este format dintr-un piston din carbură de tungsten cimentat care se poate deplasa într-un cilindru de 2 mm diametru. Partea inferioară a cilindrului este lărgită, servind ca spaţiu de încercare pentru diverse epruvete.

Pentru a se ajunge la presiunea de utilizare a instalaţiei, pistonul este încărcat cu greutăţi pînă la 1 tf.

Determinările făcute acuză o precizie suficientă. Astfel, de exemplu, presiunea minimă de tranziţie polimorfică a unei epruvete de bismut la 25°C, a rezultat ca fiind 25 499 bar, cu o precizie de $\pm$ 60 bar.

Natural, după cum se ştie, bismutul este elementul care furnizează datele de tarare pentru presiunile foarte înalte.

M. S.

Determinarea tensiunii optime a curelelor trapezoidale. În : Rivista di Meccanica, nr. 427, iunie 1968.

Teoretic, tensiunea ideală a unei curele se obţine atunci cînd cureaua se găseşte la limita de patinare la sarcină maximă. În practică însă, cureaua funcţionează la o tensiune superioară, evident în dauna duratei sale de funcţionare.

Tensiunea la care este supusă o curea în mişcare este dificil de determinat ; totuşi, această tensiune poate fi exprimată în funcţie de tensiunea statică care poate fi măsurată cu ajutorul unui dinamometru cu resort şi riglă.

Un instrument pentru determinarea tensiunii statice a unei curele a fost realizat de către întreprinderea Gates Europa S.A. — Geneva—Elveţia. Instrumentul se bazează pe următoarea expresie, care precizează tensiunea statică a unei curele :

$$F = 34\,\frac{2{,}5 - G}{G} \cdot \frac{l \cdot P}{n \cdot v} + kv^2, \text{ kgf}$$

în care :

G reprezintă un factor de corecţie pentru arcul de contact al curelei ;
l — lungimea curelei întinse între punctele de tangenţă cu roţile respective (fig. 1), mm ;
P — forţa aplicată pe lungimea l, determinînd săgeata f (fig. 1), kgf ;
v — viteza curelei, 10^3 m/s ;
n — numărul de curele folosite ;
k — factor de corecţie pentru greutate.

La extremitatea inferioară a instrumentului este plasat un inel de cauciuc, etalonat astfel să permită determinarea săgeţii în cm pentru $\frac{1}{100}$ din lungimea l.

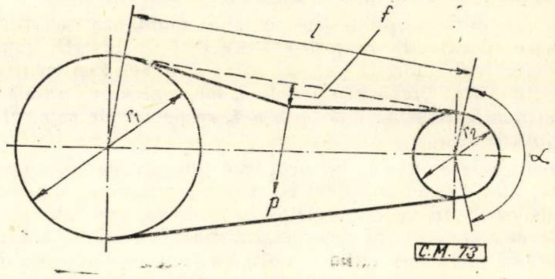


Fig. 1

Extremitatea inferioară se aplică normal pe curea pînă cînd săgeata curelei egalează pe cea indicată de inelul inferior (utilizarea unei rigle uşurează citirea).

Partea superioară, acţionată de un resort, împinge în jos inelul de cauciuc superior, indicînd forţa necesară pentru obţinerea săgeţii considerată.

Datele obţinute sînt introduse în expresia considerată sau se utilizează tabele.

M.S.

Metalizare cu flacără pentru marcarea oţelurilor. În : Engineers' Digest, martie 1968.

O nouă metodă de marcare permanentă a produselor finite sau semifinite din oţel a fost de curînd pusă la punct în Anglia (British Iron and Steel Research Association).

În cadrul noului procedeu, metalul utilizat — alamă, cupru sau aluminiu — este furnizat în mod continuu sub forma unui fir ce traversează dispozitivul de pulverizat, fiind topit cu ajutorul unei flăcări cu oxigen.

Metalul topit este pulverizat de un curent de aer comprimat care îl dirijează pe suprafaţa materialului de marcat, printr-un şablon profilat în mod corespunzător pentru a se realiza marca necesară.

Marcarea se face rapid ; de exemplu o marcă avînd o suprafaţă de 465 cm^2 se realizează în numai 4 s.

Aceste mărci pot fi determinate automat cu ajutorul metodelor fotoelectrice sau cu ajutorul curenţilor Foucault, ceea ce face ca metoda considerată să fie utilizată cu succes în cadrul instalaţiilor automate de prelucrare a oţelului.

Marcarea prin metalizare cu flacără se poate aplica fără nici o pregătire suplimentară a suprafeţei în cazul oţelului prelucrat la cald. Încercările făcute au indicat că noul marcaj este mai uşor distins decît în cazul metodelor clasice. Durabilitatea este incomparabil mai mare decît pentru celelalte metode, rezistînd fără să se deterioreze la manipulări, stocare şi la acţiunea agenţilor atmosferici.

Aceeaşi tehnică poate fi aplicată şi în cazul prelucrărilor la rece, cu condiţia însă de a se degresa în prealabil suprafaţa de aplicare.

Un astfel de marcaj aplicat, după decapare, pe o tablă laminată la rece, a rămas inteligibil chiar după prelucrarea ulterioară la rece, călire, recoacere, manipulare şi stocare.

M. S.

Sudarea cu arc electric sau gaz inert. C. Serrantoni. În: Rivista di Meccanica, nr. 432, septembrie 1968.

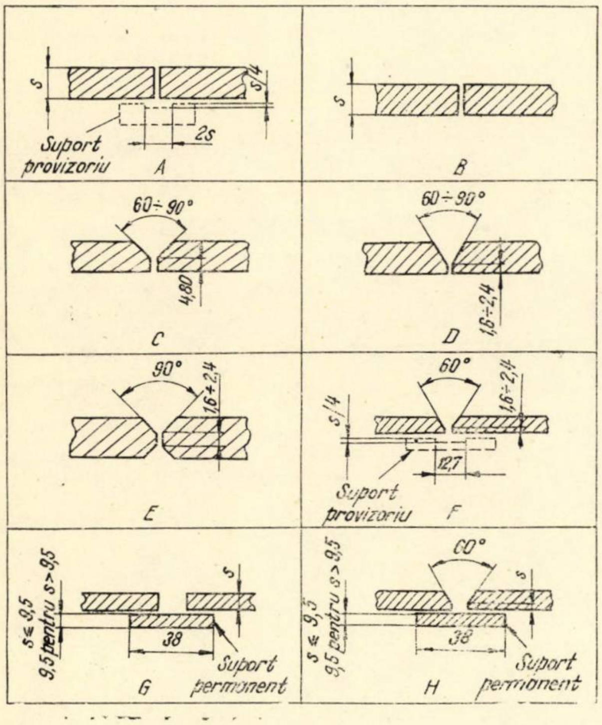
Primele experienţe în legătură cu sudarea cu arc electric sub gaz inert se plasează în perioada celui de-al doilea război mondial. Procedeul a fost perfecţionat în continuare astfel încît, în prezent, circa 95% din operaţiile de sudare a aluminiului în S.U.A. se realizează cu arc electric sub gaz inert. Avantajele tehnice şi economice ale procedeului sînt evidente, astfel încît toţi specialiştii în domeniul respectiv îl recomandă.

Tabela 1

Grosime materialului de bază, mm	Diametrul electrodului, mm	Intensitatea, A	Tensiunea, V	Numărul trecerilor	Viteza de sudare, mm/min	Aportul de argon, l/h	Poziţia de sudare	Prelucrarea îmbinării	Distanţa dintre piese, mm
1,6	0,8	70–110	15–20	1	635–1145	0,70	*P*	*A*	—
	0,8	70–110	15–20	1	635–1145	0,70	*P*	*G*	2,40
2,4	0,8–1,2	90–150	18–22	1	635–1145	0,85	*P*	*A*	—
	0,8	110–130	18–23	1	585–760	0,85	*P, O, V, S*	*G*	3,20
3,2	0,8–1,2	120–150	20–24	1	610–760	0,85	*P, O, V*	*A*	0–2,40
	0,8–1,2	110–135	19–23	1	460–710	0,85	*P,O,V,S*	*G*	4,80
4,8	0,8–1,2	130–175	22–26	1*F*, 1*R*	610–760	1,00	*P, O, V*	*B*	0–1,60
	1,2	140–180	23–27	1	610–760	1,00	*P. O, V*	*F*	0–1,60
	1,2	140–175	23–27	2*F*	610–760	1,70	*S*	*F*	0–1,60
	1,2–1,6	140–185	23–27	2	610–760	1,00	*P, V*	*H*	2,40–2,80
	1,2	130–175	23–27	3	635–890	1,70	*O, S*	*H*	4,80
6,4	1,2–1,6	175–200	24–28	$1F_2\,1R$	610–760	1,13	*P*	*B*	0–2,40
	1,2–1,6	185–225	24–29	2	610–760	1,13	*P*	*F*	0–2,40
	1,2–1,6	165–190	25–29	3*F*, 1*R*	635–890	1,27	*V,O*	*F*	0–2,40
	1,2–1,6	180–200	25–29	3F, 1*R*	635–890	1,70	*S*	*F*	0–2,40
	1,2–1,6	175–225	25–29	2–3	610–760	1,13	*P, V*	*H*	3,20–6,30
	1,2–1,6	170–200	25–29	4–6	635–1020	1,70	*S, O*	*H*	6,30
9,5	1,6	225–290	26–29	1*F*, 1*R*	610–760	1,40	*P*	*C*–90°	2,40
	1,6	210–275	26–29	2*F*, 1*R*	610–890	1,40	*P*	*F*	2,40
	1,6	190–220	26–29	3*F*, 1*R*	610–760	1,54	*V, O*	*F*	2,40
	1,6	200–250	26–29	5*F*, 1*R*	635–1020	2,25	*S*	*F*	2,40
	1,6	210–290	26–29	4	610–760	1,40	*P, V*	*H*	3,20–9,50
	1,6	190–260	26–29	8–10	635–1020	2,25	*S,O*	*H*	9,50
19,0	2,4	340–400	26–31	3*F*, 1*R*	355–510	1,70	*P*	*C*–60°	2,40
	1,6–2,4	325–275	26–31	4*F*, 1*R*	405–510	1,70	*P*	*F*	3,20
	1,6–2,4	240–300	26–30	8*F*, 1*R*	610–760	2,25	*V, O, S*	*F*	1,60
	1,6–2,4	270–330	26–30	3*F*, 3*R*	405–610	1,70	*P*	*E*	1,60
	1,6–2,4	230–280	26–30	6*F*, 6*R*	405–610	2,25	*V, O, S*	*E*	1,60

P—plană; *O*—orizontală; *U*—verticală; *S*—peste cap.

Tabela 2



Principalele avantaje ale procedeului sînt : încălzirea materialului de bază se reduce la o zonă limitată (deci o zonă redusă de recoacere a materialului şi de deformare) ; cordonul de sudură este omogen şi lipsit de incluziuni ; se evită fenomenele de corodare ale îmbinării, întrucît nu se folosesc pulberi dezoxidante ; se obţin îmbinări cu rezistenţă chimică şi mecanică mai mare decît în cazul altor procedee ; se obţine o relativă uniformitate a cordonului de sudură. În plus, porozitatea este redusă, se pot suda materiale de grosime mare, viteza de sudură este mare, penetraţia constantă, iar procesul poate fi automatizat.

Perfecţionarea procedeului a dus la elaborarea unor norme precise şi la elaborarea unor tabele care dau valori suficient de reproductibile pentru sudarea cu arc sub gaz inert cu electrod nefuzibil (tungsten) sau cu electrod fuzibil (cu material de aport) în funcţie de grosimea materialului de bază.

În legătură cu acest aspect se prezintă două tabele, publicate de către American Welding Society şi difuzate de Aluminium Association, conţinînd diverse date în legătură cu sudarea cu electrod fuzibil sub gaz inert (tabela 1) pentru diferite tipuri de îmbinare (tabela 2).

M. S.

Lagăre cu strat ceramic şi ungere pe uscat. În: Revue Française des Techniques Mondiales, martie 1968.

Acest nou tip de lagăr cuprinde un cuzinet interior acoperit, după o tehnică specială, cu un material ceramic, polizat şi dur ca safirul, care lucrează pe un cuzinet exterior de grafit.

Lagărul, căruia i se pot da diferite forme, a fost realizat iniţial pentru articulaţii oscilatorii şi, în special, pentru comanda avioanelor şi a elicopterelor, în condiţii diferite pentru alte lagăre datorită umidităţii nisipului şi ceţii saline

Se consideră că acest lagăr poate lucra atît la oscilaţie, cît şi la rotaţie cu sarcini mari de viteze moderate sau cu sarcini reduse la viteze mari. Se poate lua în considerare o valoare *pv* în medie de 20 000, care va varia în raport cu condiţiile de folosire şi de mediu.

Construcţia noilor lagăre asigură durate mai lungi de serviciu. De exemplu, lagărele unui mecanism oscilant pentru sistemul de comandă al elicopterelor prezintă o durabilitate de 1 200 ore la o valoare *pv* maximă de 20 000 ; ele au capacitatea să reziste mai multă vreme la temperaturi ridicate de serviciu.

La probe au funcţionat în mod satisfăcător timp de 700 ore, la o temperatură de 290°C sub sarcini de 140 la 420 kgf/cm ^{2} şi au suportat în cursul acestei perioade 2 milioane de cicluri de mişcări oscilante la 30°, caracteristice pentru mecanismele de direcţie de pe avioane şi elicoptere.

O. M.

Vagon pentru transportul fontei lichide. În : New Scientist, martie 1968.

Friedrich Krupp Hüttenwerke A. G. a construit un vagon cisternă de gabarit mare pentru transportarea fontei lichide pe calea ferată în condiţii de perfectă siguranţă.

Întreprinderea intenţionează să construiască încă 10 vagoane de acest tip.

Vagonul-cisternă, lung de 34 m şi în greutate de 209 t, permite transportarea a 165 t fontă lichidă la temperatura de 1400°C. Pentru siguranţă, cisterna este căptuşită cu un strat de argilă refractară şi azbest, gros de 42 cm. Greutatea materialului termoizolant al cisternei este de 77 t.

Izolaţia este extrem de eficientă şi menţine viteza de scădere a temperaturii fontei lichide transportate la nivelul de 5°C pe oră. Această calitate face ca cisternele prezentate să poată fi folosite la transportarea fontei lichide pe distanţe mari.

Constructiv, cisternele sînt prevăzute cu 18 osii (din care 16 osii au frîne pneumatice) pe care sînt montate platformele. Fonta se descarcă din vagonul-cisternă cu ajutorul unor motoare electrice care permit pivotarea completă a cisternei în raport cu axa longitudinală, în timp de patru minute.

Cisternele se pot folosi pe linii ferate cu curbe cu raza de pînă la 75 m.

O. M.

Tractor multioperaţional. În : Tehnika Molodioji, nr. 7, 1968.

Tractorul considerat este un tractor plutitor multioperaţional care poate sparge gheaţa cu grosimea pînă la 30 cm, poate transporta şi monta estacade amplasate pe apele curgătoare şi lacuri, poate rostogoli material lemnos de pe bancuri şi maluri cu panta lină, poate desface zăpoare şi poate remorca plute prin lacuri mici şi împinge gheaţa pe sectoarele cu debit lent ale apelor curgătoare. Corpul tractorului este ermetic. Maşina este echipată cu un motor cu jet de apă şi impingător.

Restul ansamblelor şi pieselor sînt acelea ale tractorului sovietic TDT 55. Puterea este transmisă de arborele cardianic prin cutia de distribuţie la motorul pentru şenile şi cel cu jet de apă.

Echipajul se compune din trei persoane.

Cabina are o uşe în peretele posterior, iar în tavan un capac care se foloseşte în caz de accident.

Viteza maximă a tractorului : — pe uscat 13,6 km/h ; — pe apă 9,5 km/h.

Unghiul de intrare în apă este de 38°, iar unghiul de ieşire din apă este de 35°C.

O. M.

UZINA

AUTOMECANICA

MEDIAȘ

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ VEHICULE RUTIERE SPECIALE:

AUTOCOMUNALE:

- autostropitoare cu plug și perie
- autogunoieră cu benă și dispozitiv pentru încărcat pubele
- autovidanjoare

AUTOCISTERNE:

- autocisternă pentru transportat lapte
- autocisternă pentru transportat combustibili și lubrifianți

FURGOANE AUTO:

- furgon pentru transportat pîine
- furgon izoterm
- furgon frigorific

SEMIREMORCI SPECIALE:

- semiremorcă izotermă
- semiremorcă frigorifică
- semiremorcă pentru transportat mobilă
- semiremorcă pentru transportat confecții
- semiremorcă pentru transportat combustibil

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91

UZINA TEHNOFRIG CLUJ

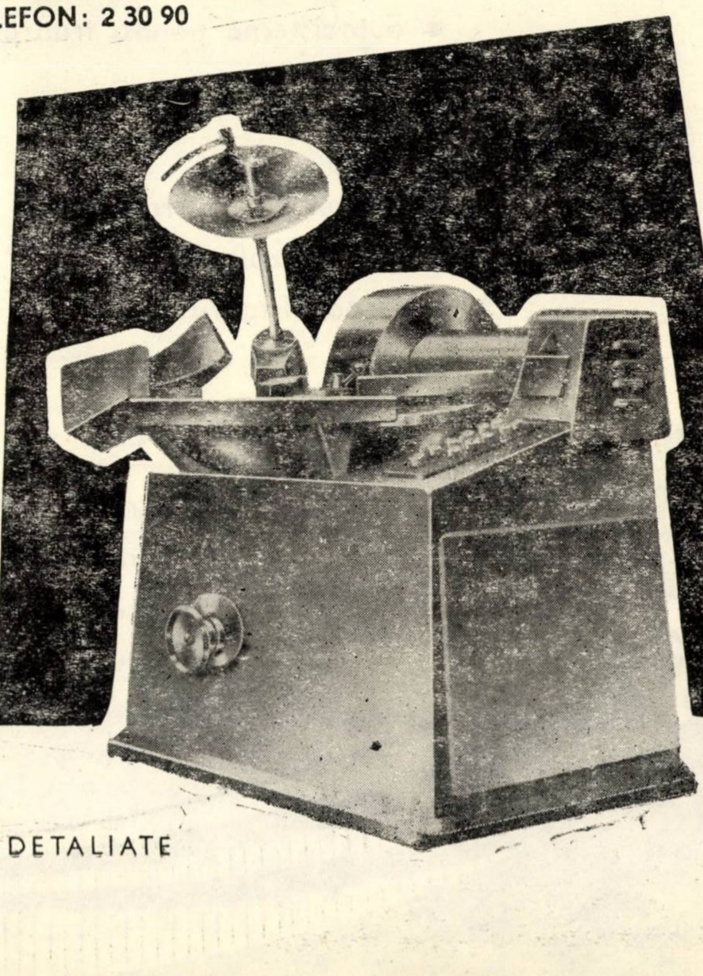
STR. FABRICA DE CHIBRITURI 5–11. TELEFON: 2 30 90

Produce și livrează :

COMPRESOARE
ȘI AGREGATE FRIGORIFICE

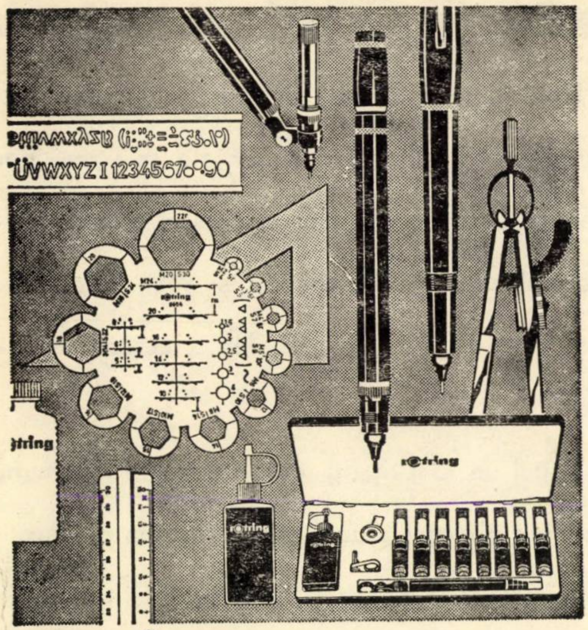
UTILAJE
ȘI LINII DE FABRICAȚIE PENTRU:

- Industria laptelui
- Industria cărnii
- Industria panificației
- Industria uleiului
- Industria băuturilor și conservelor



TEHNOFRIG

CEREȚI PROSPECTELE NOASTRE DETALIATE



r⊚tring

uşurează desenul

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.

Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.

Pentru scrierea curată şi exactă, rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 7 grosimi de linii de la 0,2 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă.

Cu rotring se poate desena mai uşor — mai repede — mai raţional!

- Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Uşurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

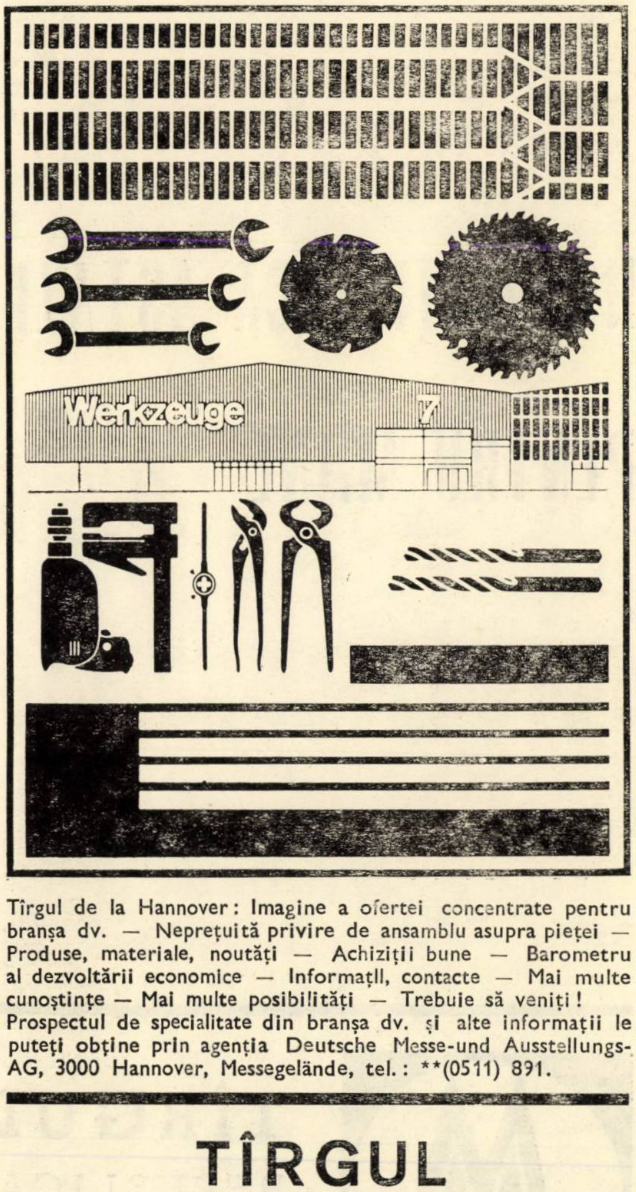
RIEPE — WERK 2 Hamburg — 54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

Vă rugăm cereţi prospecte!

1969

Sîmbătă 26 aprilie — Duminică 4 mai

UNELTE
LA
TÎRGUL DE MOSTRE DE LA HANNOVER



Tîrgul de la Hannover: Imagine a ofertei concentrate pentru branşa dv. — Nepreţuită privire de ansamblu asupra pieţei — Produse, materiale, noutăţi — Achiziţii bune — Barometru al dezvoltării economice — Informaţii, contacte — Mai multe cunoştinţe — Mai multe posibilităţi — Trebuie să veniţi! Prospectul de specialitate din branşa dv. şi alte informaţii le puteţi obţine prin agenţia Deutsche Messe-und Ausstellungs-AG, 3000 Hannover, Messegelände, tel.: **(0511) 891.

TÎRGUL DE LA HANNOVER

PIAŢA ECONOMICĂ
A LUMII NOASTRE

HOTĂRÎȚI ÎNCĂ ASTĂZI PENTRU MÎINE

Hotărîri pe perioade îndelungate puteți lua în prealabil cunoscînd tendințele cele mai noi de dezvoltare a piețelor, oferta și relațiile comerciale între țările din est și vest, modul de rezolvare a diferitelor probleme, cererea clienților.

Tîrgul de la Leipzig garantează în minimum de timp obținerea unui număr maxim de informații prețioase, contacte importante și tranzacții avantajoase.

Specialiștii, din cele mai diferite branșe ale industriei de mașini și industriei bunurilor de consum, găsesc aici rezolvarea problemelor lor actuale și viitoare.

Tîrgul de la Leipzig este o manifestare internațională modernă, dinamică și atractivă, întrunind expozanți din circa 65 de țări pe o piață comercială vastă, pe teritoriul unui stat socialist cu o industrie puternică.

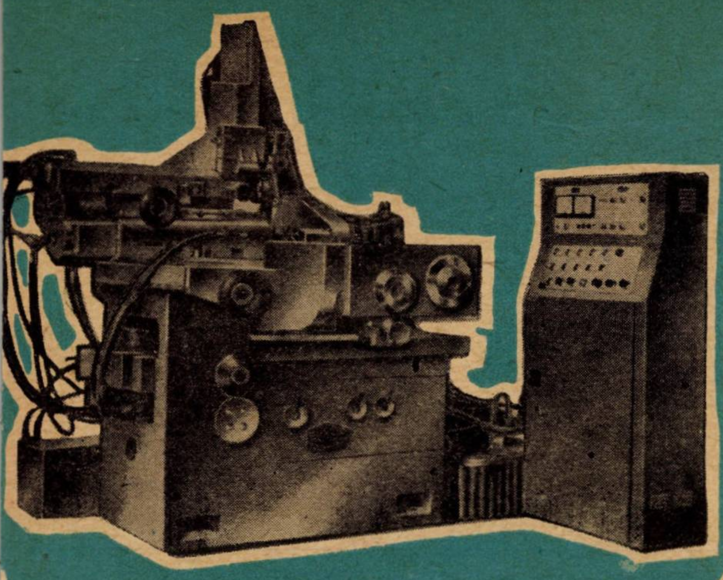
TÎRGUL DE LA LEIPZIG

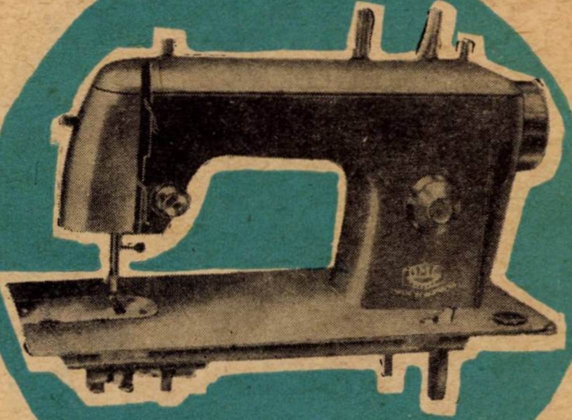
REPUBLICA DEMOCRATA GERMANA

2 — 11 martie 1969

31 august — 7 septembrie 1969

Pentru informații privind vizitarea tîrgului de la Leipzig vă puteți adresa Agențiilor județene O.N.T.



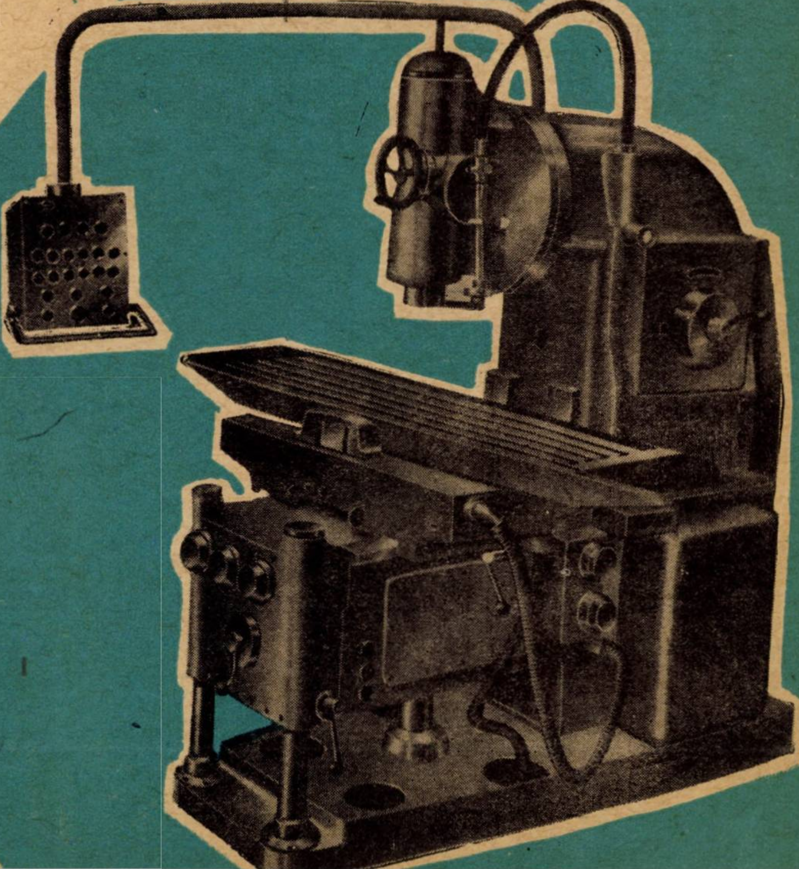


UMC
Cugir

Uzina Mecanică Cugir

produce:

- Mașini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Mașini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Mașini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Mașini de mortezat dantură MD-500
- Mașini de rectificat plan RP-250
- Mașini universale de ascuțit scule UAS-200
- Mașini de ascuțit cuțite plane ACP-13,3; ACP-28
- Mașini de rectificat interior RI-80 (licență NOVARESE — Italia)
- Mașini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje și frîne electromagnetice (licență BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50



1969 R 2

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

E 3278

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXI • Nr 2 • FEBRUARIE 1969

C3
15

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

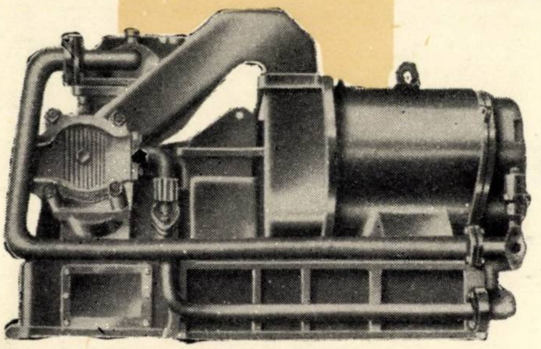
- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24

Reprezentanţi pentru străinătate: „AUTOTRACTOR" Bucureşti • Str. Lipscani Nr. 19

Uzina de Motoare şi Compresoare
Timpuri Noi
BUCUREȘTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate

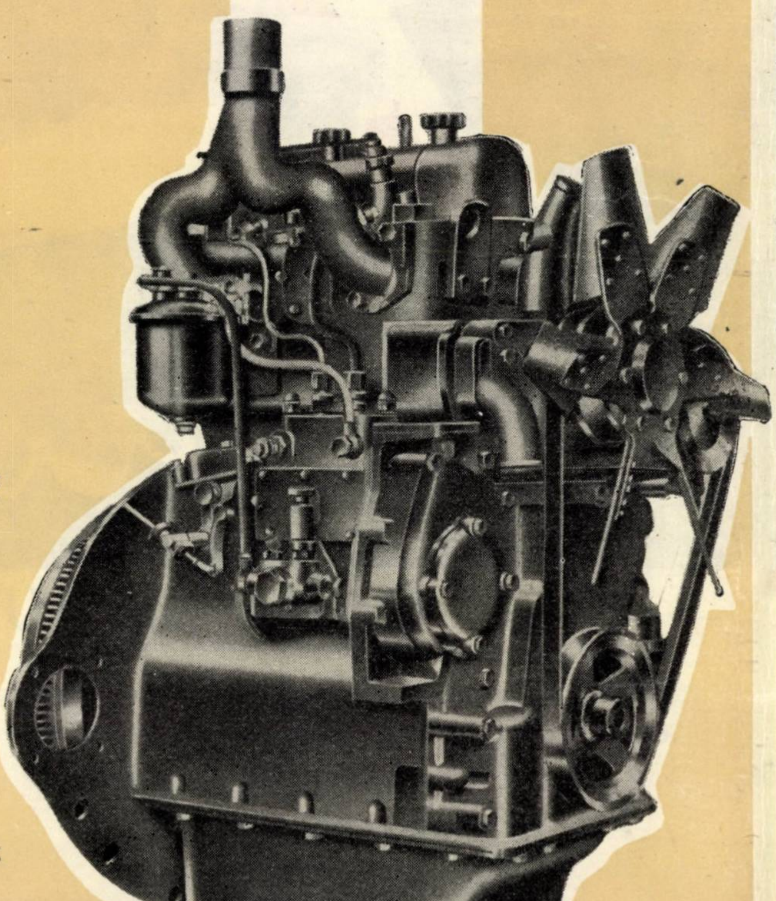


COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PÎNĂ LA 10 m³/min ŞI PRESIUNI 4-14 kgf/cm² PENTRU:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNĂ LA 100 CP PENTRU:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motocare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură



PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ŞI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

UZINA
UNIREA
CLUJ

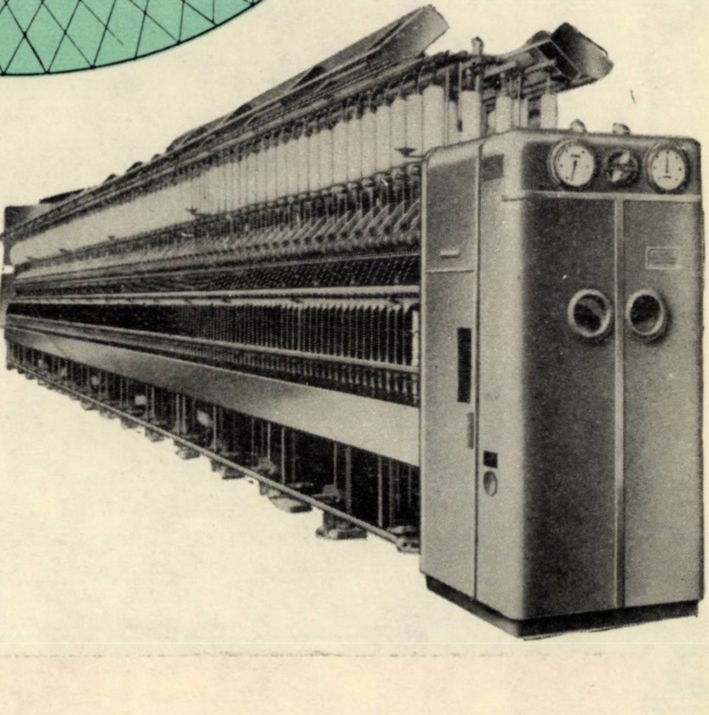
Piața 1 Mai 1–3

livrează în mod curent:

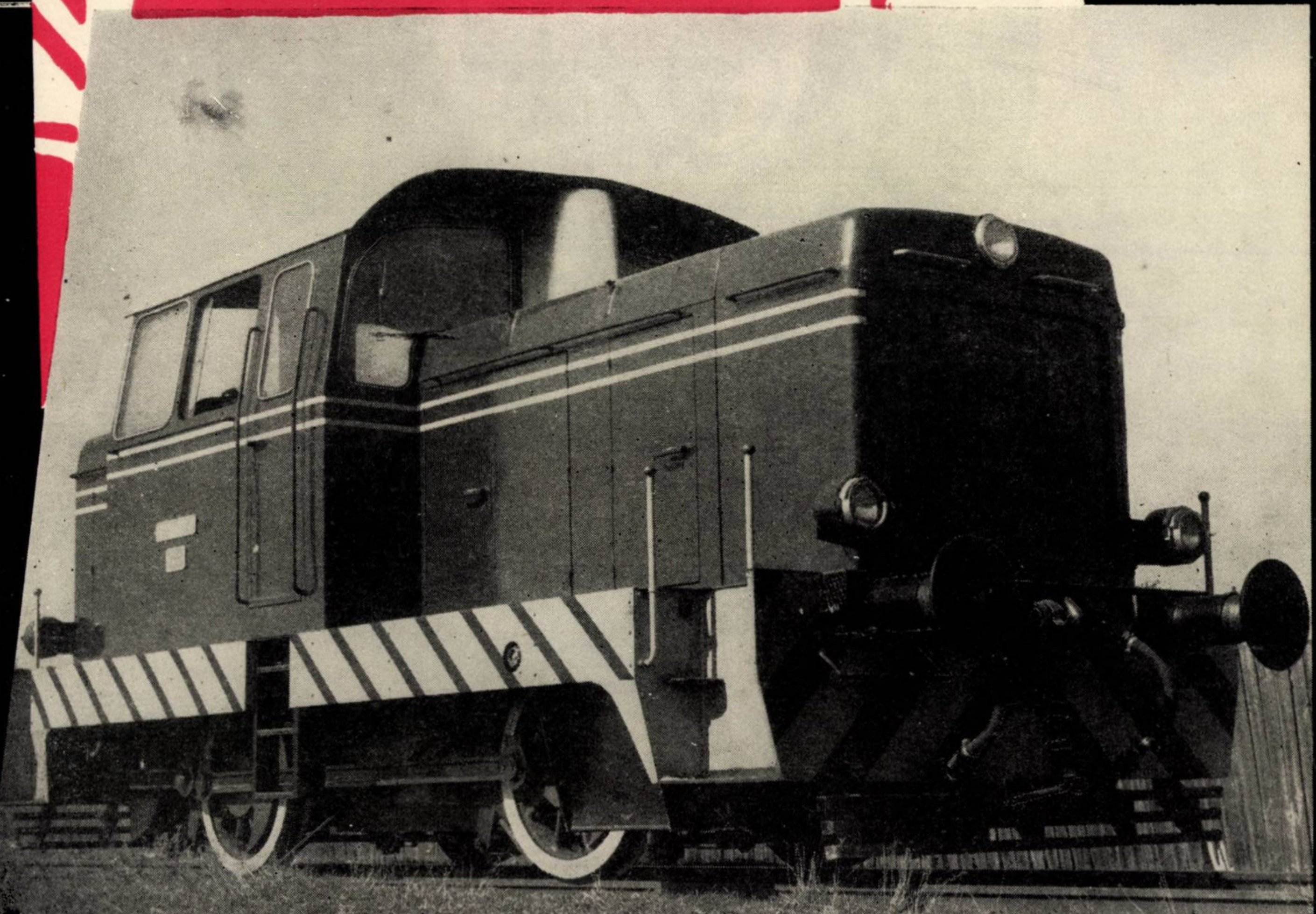
- — Războaie automate de țesut bumbac tip 24 A – 27 A; 24 A 2 – 27 A 2; 24 A 12–27 A 12
- — Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- — Carde de bumbac, tip 3C
- — Mașini de răsucit fire, tip 3R
- — Mașini de filat bumbac, tip 4FI
- — Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat, tip FBC și FBP
- — Mașini de pieptănat lînă, tip 2PL și altele

exportă:

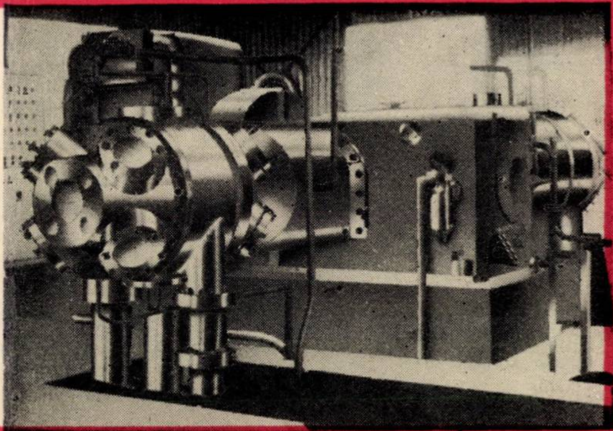
- — Războaie automate de țesut bumbac
- — Războaie automate de țesut mătase
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat. tip FBC și FBP

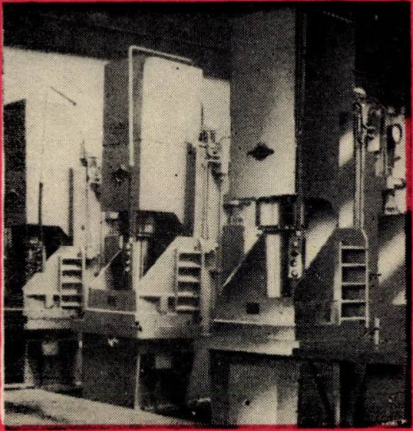


FAUR



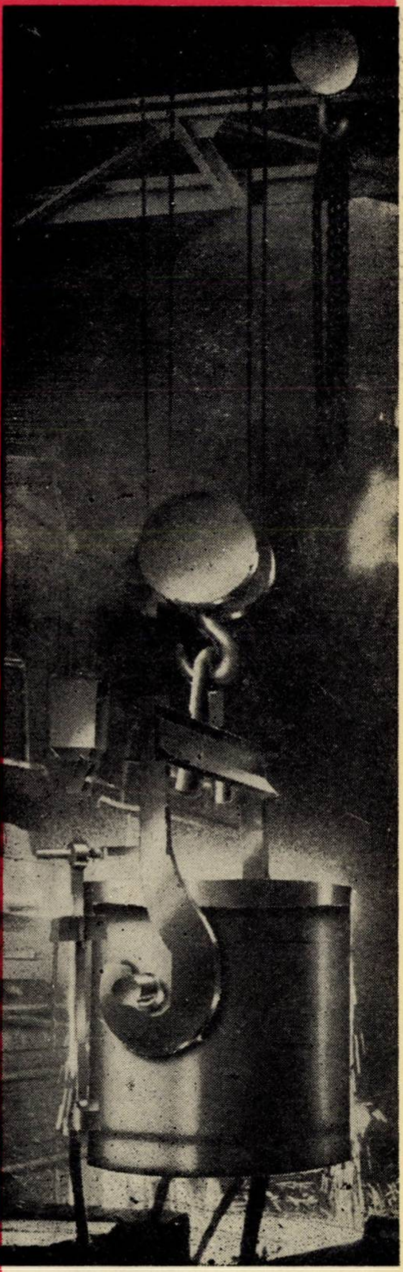
UZINA 23 AUGUST





EXECUTĂ
ŞI
LIVREAZĂ

- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm şi ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP şi cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oţelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagoneţi etc.)
- Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule
- Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t|buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t|buc.



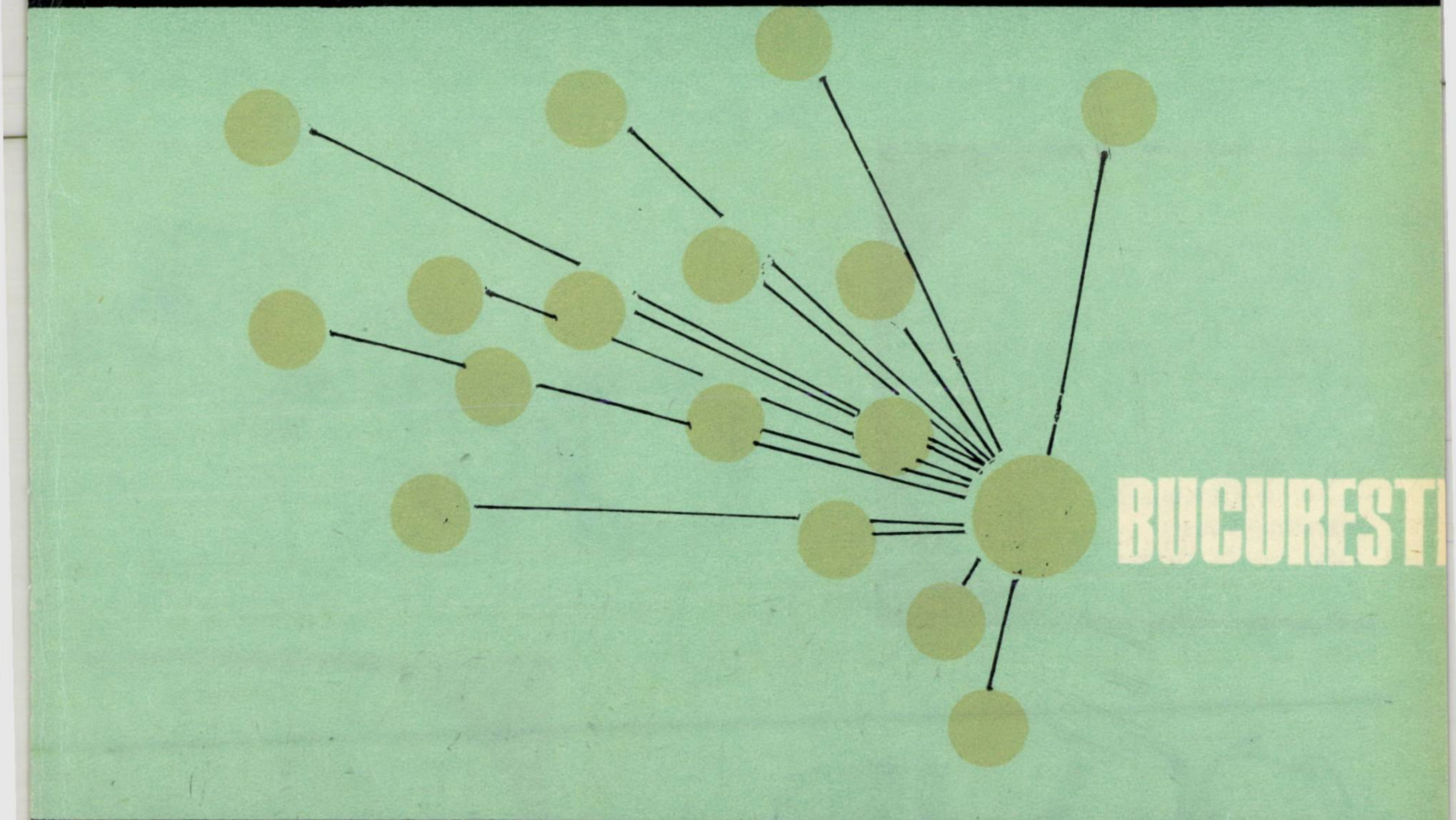
ICM

întreprinderea pentru colectarea metalelor

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

N'oubliez pas DE RENOUVELER VOTRE ABONNEMENT À LA REVUE POUR L'ANNÉE 1969. ADRESSEZ-VOUS À CETTE FIN SOIT DIRECTEMENT À

CARTIMEX — P.O.B. 134—135, BUCAREST/ROUMANIE,



soit aux entreprises suivantes:

BULGARIE
Raznoiznos 1
Rue Tzar Assen — SOFIA

TCHÉCOSLOVAQUIE
Artia ve Smeckach 30 — PRAGUE I

R. D. ALLEMANDE
Deutscher Buch Exp. u. Import
Leninstrasse 16, Leipzig 701.

POLOGNE
Ruch. Ul. Wilcza 46 — VARSOVIE

U.R.S.S.
Meidunarodnaia Kniga
MOSCOU — G 200

GRANDE BRETAGNE
Collet's Holdings Ltd.
Denington Industrial Estate
Wellin G 30 Rougm Northants

AUTRICHE
Globus Buchvertrieb
Salz Gries 16 — VIENNE XX

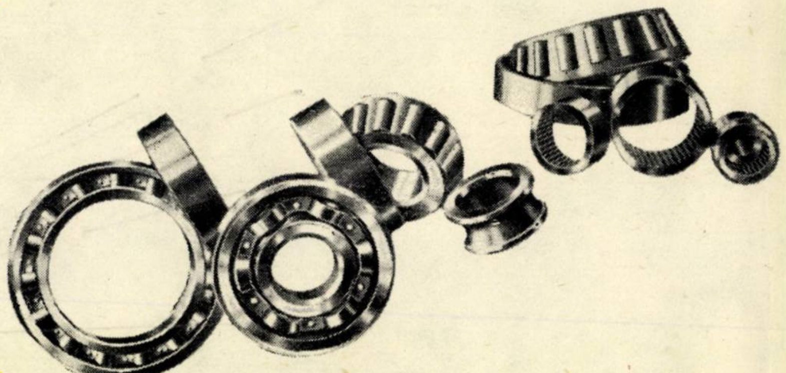
FRANCE
Messageries de la Presse Parisienne
111 Rue Réaumur — PARIS 2

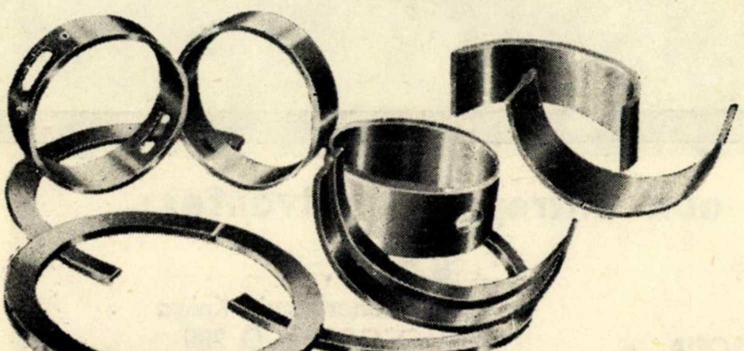
uzina
RULMENTUL
brașov

URB, dotată cu utilaj modern și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

Uzina „RULMENTUL" Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

URB

Telefon 2.06.41 — telex 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, FEBRUARIE, Nr. 2, 1969

CUPRINS

Constantinescu, I.: **Posibilităţi de folosire a pompelor cu piston în exploatările miniere.** 61

Grecu, T. şi Mărcuş, Gh.: **Alegerea gradului de admisiune şi a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur.** 65

Lăzărescu, I. şi Pay, E.: **Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte.** 71

Marinescu, I. şi Liveanu, N.: **Unele aspecte în legătură cu amorsarea concepţiei şi realizării în ţară a maşinilor de transportat şi ridicat în execuţie antiexplozivă.** 81

Popinceanu, N. G. şi Merticaru, V.: **Contribuţii la calculul îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice şi la oboseală, simple şi compuse.** 87

Praisler, G.: **Sinteza datelor experimentale obţinute prin metoda fotoelasticităţii pentru calculul teoretic al unui element de colţ — postamentul pentru separatorul de apă de santină CTB 10—1.** 93

Raicu, A.: **Asupra cinematicii crucii cardanice.** 96

Rădulescu, Gh.: **Măsurarea deformaţiei dinţilor roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi.** 98

Sagyebo, F. şi Ciungan, V.: **Determinarea preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat.** 107

DOCUMENTARE 112

RECENZII 117

CRONICĂ 118

REVISTA REVISTELOR 119

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

SUMAR

CZ 621.671 : 622

Constantinescu, I. : **Posibilități de folosire a pompelor cu piston în exploatările miniere.**

Se evidențiază posibilitățile de folosire a pompelor cu piston în exploatările miniere, stabilindu-se domeniul de utilizare pe baza consumului de energie electrică.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 61–64

CZ 621.165–253.5

Grecu, T. și *Mărcuș, Gh.* : **Alegerea gradului de admisiune și a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur.**

Se studiază condițiile de optimizare a reglajului turbinelor cu abur, urmărindu-se reducerea pierderilor.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 65–70

CZ 621.915 : 621.831

Lăzărescu, I. și *Pay, E.* : **Contribuții la determinarea influenței unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte.**

Se realizează o analiză amănunțită a preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte precum și a cauzelor ce o influențează.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 71–81

CZ 621.86/.87–756.6

Marinescu, I. și *Liveanu, N.* : **Unele aspecte în legătură cu amorsarea concepției și realizării în țară a mașinilor de transportat și ridicat în execuție antiexplozivă.**

Se evidențiază o discuție asupra necesității și posibilităților de realizare în țară a mașinilor de transportat și ridicat în execuție antiexplozivă.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 81–86

CZ 621.791.001.24 : 620.178.3

Popinceanu, N. G. și *Merticaru, V.* : **Contribuții la calculul îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice și la oboseală, simple și compuse.**

Se prezintă rezultatele unor încercări la oboseală la solicitări simple și compuse, evidențiindu-se unele recomandări pentru calculul îmbinărilor sudate.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 87–92

CZ 629.12.01 : 531.218

Praisler, G. : **Sinteza datelor experimentale obținute prin metoda fotoelasticității pentru calculul teoretic al unui element de colț — postamentul pentru separatorul de apă de santină CTB 10–1.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 93–95

CZ 621.825.6 : 531.36

Raicu, A. : **Asupra cinematicii crucii cardanice.**

Se prezintă unele aspecte ale cinematicii crucii cardanice, analizîndu-se și mișcările cuplajului propriu-zis.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 96–98

CZ 621.833.1 : 539.37

Rădulescu, Gh. : **Măsurarea deformației dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți.**

Se determină deformația dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți, comparîndu-se rezultatele cu datele din literatura de specialitate.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 98–106

CZ 621.914

Sagyebo, F. și *Ciungun, V.* : **Determinarea preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat.**

Se realizează analiza preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat, ținînd seamă de erorile constructive și funcționale respective.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 2, p. 107–112

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI“, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor șef 149027. Redacția, București, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, telefon secretar general de redacție: 139087. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi—difuzare. Telefon: 162170/173. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 026002 Banca Națională a Republicii Socialiste România—Filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Intreprinderea Poligrafică „Informația“, București, str. Brezoianu, nr. 23–26, c. 6148

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968

41042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.671 : 622

Константинеску , *И.* : **Возможности применения поршневых насосов в рудничных эксплуатациях.**

Описываются возможности применения поршневых насосов в рудничных эксплуатациях, устанавливая область применения на базе расхода электроенергии.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 61 - 64

ДК 621.165 – 253.5

Греку, *Т.* и *Мэркуш*, *Г.*: **Выбор степени наполнения и длины лопаток в стадии регулирования паровых турбин.**

Изучаются условия оптимизации регулировки паровых турбин, с учетом уменьшения потерь.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 65—70

ДК 621.915 : 621.831

Лэзэреску, *И.* и *Пай*, *Е.*: **Определение влияния некоторых технологических факторов на точность обработки червячно-модульной фрезой цилиндрических правых зубьев.**

Проводится подробный анализ точности обработки червячно-модульной фрезой цилиндрических правых зубьев, а также и влияющих факторов.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 71—81

ДК 621.86/.87 – 756.6

Маринеску, *И.* и *Ливяну*, *Н.*: **Некоторые аспекты инициирования концепций и осуществления в Румынии транспортных и подъемных машин противовзрывчатой конструкции.**

Обсуждается необходимость и возможности осуществления в Румынии транспортных и подъемных машин противовзрывчатой конструкции.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 81—86

ДК 621.791.001.24 : 620.178.3

Попинчяну, *Н. Г.* и *Мертикару*, *В.*: **Расчет сварных соединений, подвергаемых статическим простым и сложным усилиям и усталости.**

Приводятся результаты испытаний на усталость при простых и сложных усилиях, и делаются рекомендации для расчета сварных соединений.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 87 – 92

ДК 629.12.01 : 531.218

Прайслер, *Г.*: **Синтез экспериментальных данных. полученных методом фотоэластичности для теоретического расчета углового элемента — постамента водоотделителя трюма СТВ 10—1.**

Construcţia de Maşini 21 (1969). nr. 2, стр. 93—95

ДК 621.825 .6 :531.36

Райку, *А.*: **О кинематике карданного соединения.**

Приводятся некоторые аспекты кинематики карданного соединения и анализируются движения самого сцепления.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 96 – 98

ДК 621.833.1 : 539.37

Рэдулеску, *Г.*: **Измерение деформации зубьев цилиндрических шестерен с прямыми зубьями.**

Определеяется деформация зубьев цилиндрических шестерён с прямыми зубъями, сравнивая результаты с данными из литературы по специальности.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 98 – 106

ДК 621.914

Сагйебо, *Ф.* и *Чиунган*, *В.*: **Определение точности работы фрезеровочных приспособлений,**

Проводится анализ точности работы фрезеровочных-приспособлений, с учетом конструктивных и функциональных погрешностей.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, стр. 107 – 112

INHALT

DK 621.671 : 622

Constantinescu, *I.* : **Einsatzmöglichkeiten der Kolbenpumpen im Grubenbetrieb.**

Es werden die Einsatzmöglichkeiten der Kolbenpumpen im Bergbau dargelegt und deren Verwendungsbereiche auf Grund des Kraftstromverbrauchs festgelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 61 – 64

DK 621.165 – 253.5

Grecu, *T.* und *Mărcuş*, *Gh.* : **Wahl des Zulässigkeitsgrads und der Länge der Schaufeln an der Reglungsstufe der Dampfturbinen.**

Es werden die Voraussetzungen für die Optimalgestaltung der Regelvorrichtungen an den Dampfturbinen und für die Senkung der Verluste untersucht.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 65 – 70

DK 621.915 : 621.831

Lăzărescu, *I.* und *Pay*, *E.* : **Beiträge zur Bestimmung des Einflusses einiger technologischen Faktoren auf die Bearbeitspräzision der Fräsen mit Modulschneckengewinde der Stirnräder mit gerader Zahnung.**

Die Verfasser analysieren eingehend die Voraussetzungen der präziesen Bearbeitung der Stirnräder mit gerader Zahnung auf Modulfräsen und die Ursachen, die die Präzision beeinflussen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 71 – 81

DK 621.86/.87 – 756.6

Marinescu, *I.* und *Liveanu*, *N.* : **Einige Aspekte im Zusammenhang mit der Einleitung der Entwicklung und Erzeugung von Förder- und Hebemaschinen in explosionssicherer Ausführung in unserem Land.**

Die Verfasser erörtern und unterstreichen die Notwendigkeit und Möglichkeit des Baus von Förder- und Hebemaschinen in explosionssicherer Ausführung in Rumänien-

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 81 – 86

DK 621.791.001.24 : 620.178.3

Popinceanu, *N. G.* und *Merticaru*, *V.* : **Beiträge zur Berechnung der Schweissverbindungen, die einfachen und komplexen statischen Belastungen und Ermüdungen ausgesetzt sind.**

Es werden die Ergebnisse einiger Versuche der Ermüdung bei einfachen und komplexen Belastungen dargelegt, und einige Empfehlungen für die Berechnung der Schweissverbindungen gegeben.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 87 – 92

DK 629.12.01 : 531.218

Praisler, *G.* : **Synthese der durch die Methode der Photoelastizität erzielten Versuchsdaten für die theoretische Berechnung eines Winkelelements des Sockels für den Lenzwasserabscheider CTB 10 – 1.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 93 – 95

DK 621.825.6 : 531.36

Raicu, *A.* : **Uber die Kinematik des Kardangelenkkreuzes.**

Es werden einige Aspekte der Kinematik des Kardangelenkkreuzes dargelegt und die Bewegungen der eigentlichen Kupplung analysiert.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 96 – 98

DK 621.833.1 : 539.37

Rădulescu, *Gh.* : **Messung der Verformung der Verzahnung an Stirnrädern mit gerader Zahnung.**

Es werden die Verformungen an der Verzahnung der Stirnräder mit gerader Zahnung untersucht und die Ergebnisse mit den Angaben der Fachliteratur verglichen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 98 – 106

DK 621.914

Sagyebo, *F.* und *Ciungan*, *V.* : **Bestimmung der Arbeitspräzision der Fräsvorrichtungen.**

Die Verfasser analysieren die Arbeitspräzision der Fräsvorrichtungen und weisen auf die betreffenden konstruktiven und funktionellen Fehler hin.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 2, S. 607 – 112

CONTENTS

DC 621.671 : 622

Constantinescu, I. : **Possibilities of using piston pumps in mining.**

The possibilities of using piston pumps in mining are shown, their range of use being determined on the basis of their electric power consumption.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 61–64

DC 621.165–253.5

Grecu, T. and *Mărcuş, Gh.* : **Choice of the degree of intake and the length of blades in the adjusting stage of steam turbines.**

The conditions of optimizing the intake of steam turbines are studied with an aim to reduce losses.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 65–70

DC 621.915 : 621.831

Lăzărescu, I. and *Pay, E.* : **Contributions in determining the influence of some technological factors on the accuracy of processing straight cylindric gear-teeth by means of hobbing-gear-cutters.**

The authors achieve a detailed analysis of the accuracy of processing straight cylindric gear-teeth by means of hobbing-gear-cutters as well as of the causes which influence it.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 71–81

DC 621.86/.87–756.6

Marinescu, I. and *Liveanu, N.* : **Some aspects connected with the birth of the conception and the achievement in Romania, of conveying and hoisting machines in a non-explosive construction.**

A discussion is carried out on the necessity and on the possibilities of building, in Romania, conveying and hoisting machines in a non-explosive construction.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 81–86

DC 621.791.001.24 : 620.178.3

Popinceanu, N. G. and *Merticaru, V.* : **Contributions to the computation of welded joints subjected to simple and compound static and fatigue stresses.**

The authors present the results of some fatigue tests for simple and compound stresses, some recommandations being made for the computation of welded joints.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 87–92

DC 629.12.01 : 531.218

Praisler, G. : **Synthesis of the experimental data obtained by the method of photo-elasticity for the theoretic computation of one corner-base element for the CTB 10-1 santine water separator.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 93–95

DC 621.825.6 : 531.36

Raicu, A. : **About the kinematics of the universal joint.**

Some aspects in the kinematics of the universal joint are shown, the motions of the coupling itself being analized.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 96–98

DC 621.833.1 : 539.37

Rădulescu, Gh. : **Measuring the deformation of cylindrical wheel straight-toothed.**

The deformation of cylindrical wheel straight-toothed is determined and the results are compared with the data in the specialty literature.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 98–106

DC 621.9 14

Sagyebo, F. and *Ciungan, V.* : **Determining the working accuracy of milling devices.**

An analysis of the working accuracy of milling devices is achieved, the constructive and operating errors being taken into consideration, respectively.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 2, p. 107–112

SOMMAIRE

CD 621.671 : 622

Constantinescu, I. : **Possibilités d'utilisation des pompes à piston dans les exploitations minières.**

On établit les possibilités d'emploi des pompes à piston dans les exploitations minières et on précise le domaine de leur utilisation en tenant compte de la consommation d'énergie électrique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 61–64

CD 621.165–253.5

Grecu, T. et *Mărcuş, Gh.* : **Le choix du degré d'admission et de la longueur des palettes à l'échelon de réglage des turbines à vapeur.**

On examine les conditions de l'optimisation du réglage des turbines à vapeur afin de réduire les pertes.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 65–70

CD 621.915 : 621.831

Lăzărescu, I. et *Pay, E.* : **Contributions à la détermination de l'influence de certains facteurs technologiques sur la précision de l'usinage, à l'aide des fraises hélicoïdales et modules, de la denture cylindrique rectiligne.**

On étudie la précision de l'usinage, à l'aide des fraises hélicoïdales et modules, de la denture cylindrique rectiligne et on cherche à déterminer les facteurs qui influent sur cette précision.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 71–81

CD 621.86/.87–756.6

Marinescu, I. et *Liveanu, N.* : **Quelques aspects des débuts de la réalisation en Roumanie des engins de levage et de transport pour milieux explosifs.**

On discute la nécessité et les possibilités de réalisation en Roumanie des engins de levage et de transport pour milieux explosifs.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 81–86

CD 621.791.001.24 : 620.178.3

Popinceanu, N. G. et *Merticaru, V.* : **Contributions au calcul des assemblages par soudure soumis aux sollicitations statiques et à la fatigue (sollicitations simples et composées).**

Les auteurs présentent les résultats des essais à la fatigue dans le domaine des sollicitations simples et composées et font des recommandations concernant le calcul des assemblages par soudure.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 87–92

CD 629.12.01 : 531.218

Praisler, G. :**La synthèse des données expérimentales obtenues par la méthode de la photoélasticité en vue du calcul théorique d'un élément de coin — le socle pour le séparateur d'eau de fond de cale CTB 10–1.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 93–95

CD 621.825.6 : 531.36

Raicu, A. : **Sur la cinématique du joint à la cardan.**

On expose plusieurs aspects de la cinématique du joint à la cardan en analysant en même temps les mouvements de l'accouplement proprement dit.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 96–98

CD 621.833.1 : 539.37

Rădulescu, Gh. : **La mesure de la déformation des dents des roues dentées cylindriques à denture rectiligne.**

L'auteur détermine la déformation des dents des roues dentées cylindriques à denture rectiligne en comparant les résultats aux données fournies par la littérature technique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 98–106

CD 621.914

Sagyebo, F. et *Ciungan, V.* : **La détermination de la précision de travail des dispositifs de fraisage.**

On examine la précision de travail des dispositifs de fraisage en considérant les erreurs constructives et fonctionnelles respectives.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 2, p. 107–112

CZ 621.671 : 622

Posibilităţi de folosire a pompelor cu piston în exploatările miniere

Ing. Ilie CONSTANTINESCU*

Pînă în 1930 pompele cu piston s-au bucurat de o atenţie deosebită în tehnică, iar construcţia lor a fost mereu îmbunătăţită. Datorită dezvoltării construcţiei pompelor centrifuge, acestea au luat, în scurt timp, locul pompelor cu piston în aproape toate exploatările miniere. Astăzi, pompele cu piston sînt din nou luate în considerare [1] pentru a fi folosite în exploatările miniere, acolo unde condiţiile specifice impuse de mină nu permit utilizarea pompelor centrifuge.

Unul dintre motivele principale pentru care pompele cu piston au fost înlocuite prin cele centrifuge în exploatările miniere a fost spaţiul mare pe care-l necesită. Astfel, pentru o pompă cu un debit de 25 m^3/min, o presiune de 500 m H_2O şi 60 rot/min, este necesară o fundaţie lungă de 30 m. La presiuni mari, problema garniturilor nu era corect rezolvată, dînd naştere la multe accidente. De aceea, în ceea ce priveşte staţiile principale de evacuare a apelor din mine, pompele cu piston au fost înlocuite de pompele centrifuge ; sînt însă anumite condiţii de lucru în mină sau în alte domenii unde pompa cu piston este superioară celei centrifuge. Astfel, pentru debite mici şi foarte mici pompa cu piston rămîne singura maşină adecvată. Dacă se cere o independenţă a debitului faţă de presiune, pompa cu piston rămîne fără concurenţă, la pompa cu piston debitul depinzînd numai de dimensiunile pompei (secţiunea pistonului, cursa acestuia şi turaţia).

Pompa cu piston poate debita la orice presiune, limitată bineînţeles de rezistenţa pieselor componente.

Pentru alegerea unei pompe, este necesar, în primul rînd, să fie definite condiţiile de exploatare prin debit, care defineşte mărimea pompei, şi prin presiune, care reprezintă un factor esenţial pentru realizarea constructivă. Sînt apoi de luat în considerare proprietăţile fizice, chimice şi tehnologice ale fluidului care va fi vehiculat de pompă (greutate specifică, viscozitate, temperatură, presiunea vaporilor în mediul aspirat, pH-ul, agresivitatea apei şi conţinutul de particule în suspensie din mediul respectiv).

Pe lîngă condiţiile de exploatare, pentru ca pompa să lucreze cu un randament corespunzător, trebuie luată în considerare corelaţia dintre debit şi presiune.

Astfel, raportul dintre creşterea presiunii şi debit trebuie să fie mai mare ca 0,5 :

$$\frac{\Delta P}{Q'} > 0{,}5, \tag{1}$$

unde :

ΔP este creşterea presiunii, kgf/cm^2 ;
Q' — debitul pompei cu piston, l/min.

Din această relaţie simplă se observă că la pompele cu piston presiunea constituie factorul principal.

Pentru a analiza domeniul de utilizare a pompelor cu piston, în raport cu cele centrifuge, se vor folosi relaţiile dintre debit, presiune şi turaţie.

O dată cu creşterea turaţiei specifice, creşte şi randamentul pompei centrifuge. Astfel este uşor de dedus că pentru a obţine funcţionarea economică a unei pompe centrifuge este necesar să se limiteze turaţia specifică (care nu trebuie să fie mai mică ca 10 rot/min), în caz contrar, pe lîngă un randament prea mic, pompa avînd şi un rotor prea îngust.

Rezultă deci că :

$$\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/2}} \geqslant 10 \cdot \tag{2}$$

Din inegalitatea (2) se obţine :

$$Q \geqslant 100\,\frac{H^{3/2}}{n^2} \tag{3}$$

şi :

$$H \leqslant 0{,}0464\, n^{4/3} Q^{2/3}, \tag{4}$$

unde : n este turaţia pompei, rot/min ;
H — înălţimea de refulare, m H_2O ;
Q — debitul refulat m^3/s.

Din aceste relaţii rezultă că pompele centrifuge nu sînt construite pentru debite mici şi nici pentru înălţimi de refulare mari, deci că pompa centrifugă nu este recomandabilă atunci cînd ambele condiţii nefavorabile se suprapun.

Dacă în relaţiile (3) şi (4) se introduce valoarea maximă a turaţiei pompei (3 000 rot/min pentru un motor electric asincron de antrenare), se obţin următoarele valori limită pentru debit şi sarcină :

$$Q_{min} = 11{,}1 \cdot 10^{-6} \cdot H^{3/2},\ \mathrm{m^3/s}\ ; \tag{5}$$

$$H_{max} = 0{,}2 \cdot 10^4 \cdot Q^{2/3},\ \mathrm{m\ H_2O}. \tag{6}$$

---

* Ing. *I. Constantinescu* lucrează la Institutul politehnic Petroşani.

Conform relației (6) se poate determina înălțimea teoretică maximă de refulare a pompelor centrifuge pentru diferite debite. Dacă se consideră turația electromotorului constantă (3 000 rot/min), atunci pentru debitul de 1 l/s, sarcina maximă va fi :

$$H_{max} = 0,2 \cdot 10^4 \cdot Q^{2/3} = 0,2 \cdot 10^4 \cdot 0,001^{2/3} = 20 \text{ m } H_2O.$$

Pentru a putea compara funcționarea economică a unei pompe centrifuge cu aceea a unei pompe cu piston, se vor determina, după acest procedeu, înălțimile maxime de refulare ale pompei în funcție de debit, apoi debitele minime în funcție de înălțimea de refulare. În continuare se vor determina randamentul pompelor centrifuge, puterea efectivă și apoi consumul de energie care va fi comparat cu acela al unei pompe cu piston care ar funcționa în condiții similare, pentru a vedea domeniul de economicitate a fiecăreia dintre ele.

Rezultatele calculului sarcinii maxime în funcție de debit sînt redate în tabela 1.

Tabela 1

Debitul de calcul al pompei, l/s	Înălțimea maximă de refulare, m H_2O
1	20
2	31,74
3	41,60
4	50,38
5	58,40
6	66,00
7	73,20
8	80,00
9	86,50
10	92,80
12	104,80
14	116,00
16	127,80

Rezultatele obținute au fost reprezentate grafic în figura 1.

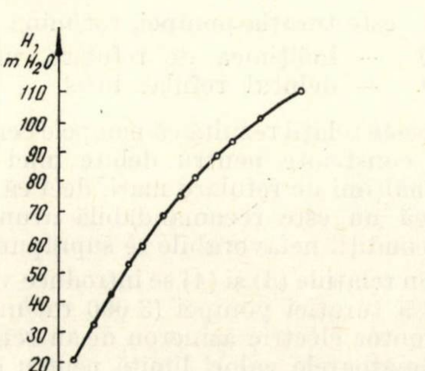


Fig. 1

Considerînd, în continuare, turația motorului constantă, conform relației (5) se poate calcula debitul minim al pompei în funcție de sarcină.

Astfel, pentru înălțimea de refulare de 10 m H_2O, debitul minim va fi :

$$Q_{min} = 11,1 \cdot 10^{-6} \cdot H^{3/2} = 11,1 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{3/2} = 0,3 \text{ l/s}.$$

În tabela 2 se dau valorile obținute pentru diferite înălțimi de refulare.

Tabela 2

Sarcina de calcul, m H_2O	Debitul minim al pompei, l/s
10	0,3
20	1,0
30	1,8
40	2,8
50	4,0
60	5,2
70	6,4
80	8,0
90	9,6
100	11,1
120	15,0
140	19,0

Variația debitului minim în funcție de înălțimea de refulare a pompei apare în figura 2.

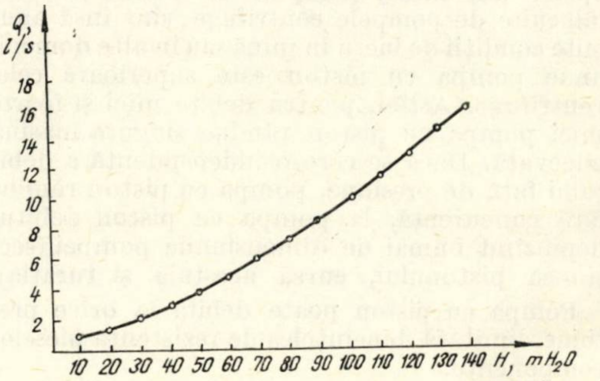


Fig. 2

Randamentul unei pompe centrifuge se poate determina [3] în funcție de cifra de debit q a acesteia ; cifra de debit este dată de relația :

$$q = \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot n}{1\,000}}, \qquad (7)$$

unde :

Q este debitul pompei, l/s ;
n — turația pompei, rot/min.

Avînd randamentul η al pompei, debitul și înălțimea de refulare, se poate determina puterea efectivă P_{ef} de acționare pentru diferite debite :

$$P_{ef} = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102\, \eta}, \text{kW}. \qquad (8)$$

O dată puterea efectivă determinată, se poate calcula consumul de energie, care se compară cu energia consumată de o pompă cu piston care ar lucra în aceleaşi condiţii.

Pentru a putea face mai uşor comparaţie, se va considera că într-un an de zile pompa va funcţiona, în fiecare zi, cîte 24 ore.

Dacă se notează cu W_a consumul anual de energie a unei astfel de pompe :

$$W_a = 365 \cdot 24\ P_{ef}\ , \text{kWh/an}. \qquad (9)$$

Debitul de apă refulat anual Q_{an} de către pompă va fi :

$$Q_{an} = 365 \cdot 24\ Q_h \cdot \text{m}^3/\text{an}, \qquad (10)$$

iar consumul de energie electrică pe m³ de apă refulată :

$$W_m = \frac{W_a}{Q_{an}} = \frac{P_{ef}}{Q_h}, \text{kWh/m}^3. \qquad (11)$$

În tabela 3 se dă consumul de energie cît şi randamentul pompei în funcţie de cifra de debit pentru o turaţie a pompei de 3 000 rot/min. În tabela 3 au fost luate în considerare debitele cele mai mici pentru care pompele centrifuge se găsesc la limita de funcţionare rentabilă. Acest domeniu de funcţionare se compară cu domeniul de funcţionare al pompelor cu piston.

Tabela 3

Q, l/s	Qh, m³/h	H, m H_2O	η (în funcţie de cifra de debit)	P_{ef}, kW	Consumul anual de energie W_e, kWh/an	Consumul de energie pe m³ de apă Wm, kWh/m³
1	3,6	20,00	0,46	0,424	3 730	0,01175
2	7,2	31,74	0,53	1,195	10 500	0,166
3	10,8	41,60	0,56	2,14	19 100	0,200
4	14,4	50,38	0,588	3,29	29 400	0,233
5	18,0	58,40	0,64	4,47	41 000	0,260
6	21,6	66,00	0,635	6,06	53,800	0,284
7	25,2	73,20	0,645	7,65	68 200	0,306
8	28,8	80,00	0,66	9,2	83 200	0,330
9	32,4	86,50	0,675	11,05	99 000	0,349
10	36	92,80	0,69	13,15	115 000	0,365
12	43,2	104,80	0,705	17,45	153 000	0,404
14	50,4	116,00	0,72	23,00	201 800	0,457
16	57,6	127,80	0,73	27,5	241 000	0,477
18	64,8	137,20	0,74	32,7	286 000	0,504

Pentru aceasta, calculul consumului de energie pentru pompele cu piston se realizează în aceleaşi condiţii ca şi pentru pompele centrifuge. În primul rînd se calculează puterea efectivă $P_{ef\ p}$ de acţionare, după relaţia clasică :

$$P_{ef\ p} = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \eta_v \eta_m \eta_h}, \text{kW}.$$

Puterea efectivă pentru pompele centrifuge s-a calculat cu relaţia (8). În cazul pompelor cu piston se vor lua în considerare următoarele valori date în literatura de specialitate :

$\eta_v = 0{,}87$ — randamentul volumetric al pompei (0,85—0,90) ;

$\eta_m = 0{,}90$ — randamentul mecanic (0,85—0,95) ;

$\eta_h = 0{,}80$ — randamentul hidraulic (0,78—0,90).

Nu s-a luat în considerare randamentul transmisiei, deşi pompele cu piston nu sînt cuplate direct cu motorul de acţionare (în afară de cele mici) ; întrucît se compară între ele pompe pentru debite mici, este mai bine ca la calculul puterii de acţionare să fie neglijat acest randament, pentru a cuprinde astfel situaţia reală la cele mai multe pompe mici.

După ce s-a calculat puterea efectivă a pompelor cu piston, se calculează consumul de energie la fel ca şi la pompele centrifuge conform relaţiilor (9), (10), şi (11).

Rezultatele calculului sînt cuprinse în tabela 4

Tabela 4

Q, l/s	Qh, m³/h	H, m H_3O	$P_{ef\ p}$, kW	Consumul anual de energie electrică W_{ep}, kWh/an	Consumul de energie electrică pe m³ de apă W_{mp}, kWh/m³
1	3,6	20	0,314	2 130	0,00874
2	7,2	31,74	0,994	8 700	0,118
3	10,8	41,60	1,30	11 400	0,1205
4	14,4	50,38	3,16	27 600	0,219
5	18,00	58,40	4,56	39 900	0,253
6	21,60	66,00	6,18	54 100	0,286
7	25,20	73,20	7,93	69 400	0,315
8	28,80	80,00	10,00	87 500	0,347
9	32,40	86,50	12,68	111 000	0,391
10	36,00	92,80	14,55	127 300	0,404
12	43,20	104,80	19,80	173 300	0,458
14	50,40	116,00	26,00	228 000	0,516
16	57,60	127,80	32,10	281 000	0,557
18	64,80	137,20	38,70	339 000	0,600

Pentru a putea determina domeniul economic de utilizare a pompelor cu piston şi centrifuge se reprezintă grafic, în figura 3, consumul de energie pe m³ de apă, atît pentru pompele cu piston cît şi pentru cele centrifuge.

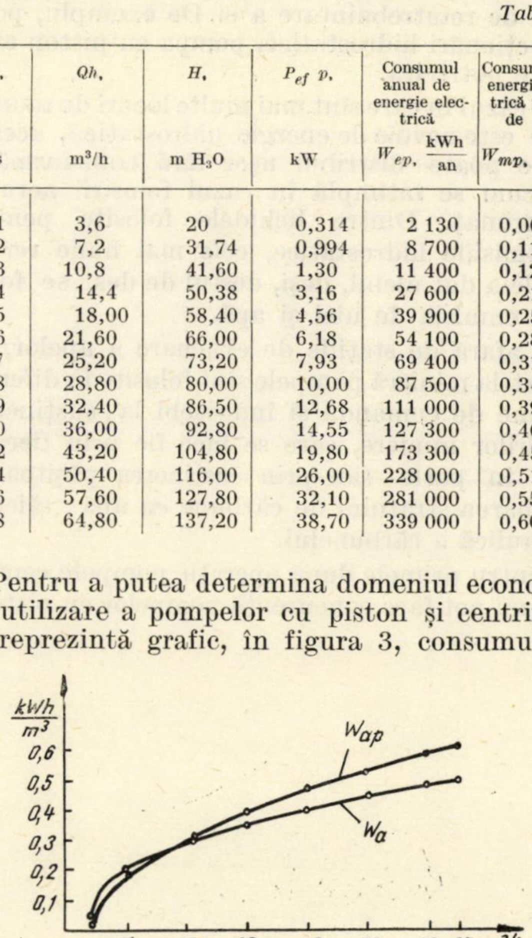


Fig. 3

Analizînd consumul de energie electrică (tabelele 3 şi 4), rezultă trei domenii distincte de folosire rentabilă a pompelor :

— pînă la debitul de 19 m³/h (fig. 3) este rentabilă folosirea pompei cu piston ; pentru toate debitele pînă la cel amintit, consumul de energie pe metru cub de apă evacuată este mai mic la pompele cu piston decît la cele centrifuge;

— între 19 şi 21 m^3/h se pot folosi fie pompele cu piston fie cele centrifuge, consumul de energie electrică fiind aproximativ acelaşi;

— pentru debite mai mari de 21 m^3/h se recomandă folosirea pompelor centrifuge; consumul de energie electrică pe metru cub de apă refulată rămîne tot timpul inferior consumului de energie al pompelor cu piston.

Deşi pompa cu piston prin forma sa constructivă este învechită poate fi considerată ca o maşină specială pentru anumite condiţii de exploatare bine definite.

Astfel, în ultimii ani s-au găsit multe posibilităţi de reîntrebuinţare a ei. De exemplu, pentru acţionări hidrostatice, pompa cu piston este foarte potrivită.

În cazul în care sînt mai multe locuri de muncă unde este nevoie de energie hidrostatică, aceasta se poate distribui uşor fără transformări, aşa cum se întîmplă în cazul folosirii aerului comprimat. Dintre lichidele folosite pentru transmisiile hidrostatice, cele mai bune rezultate le-a dat uleiul, deşi, destul de des, se foloseşte emulsia de ulei şi apă.

În afară de staţiile de evacuare a apelor, în industria minieră pompele sînt folosite în diferite sisteme de comandă şi îndeosebi la: susţinerea lucrărilor miniere, care se face fie prin fiecare stîlp în parte sau prin susţinerea păşitoare; îmbibarea stratului de cărbune cu apă; tăierea hidraulică a cărbunelui.

Pentru primele două operaţii pompele centrifuge nu pot face concurenţă pompelor cu piston, mai ales în cazurile cînd presiunea necesară este mare; în aceste cazuri, debitul este relativ mic.

Performanţa unei pompe cu piston este limitată de trei factori: rezistenţa hidraulică, proprietăţile materialului de construcţie a pompelor şi comportarea garniturii de etanşare a pistonului.

Garnitura de etanşare a pistonului dă naştere la cele mai multe defecţiuni şi acesta a fost unul dintre motivele de înlocuire a pompelor cu piston cu cele centrifuge, chiar atunci cînd acestea aveau un randament mai mic decît pompele cu piston.

La pompa cu piston care vehiculează ulei, etanşarea este asigurată, iar garniturile pistonului întîmpină rezistenţe mult mai mici decît în cazul altor fluide.

Costul redus al pompelor cu piston — în comparaţie cu cele centrifuge — reprezintă un avantaj suplimentar.

În concluzie se poate spune că pompele cu piston prezintă încă interes pentru exploatările miniere, acolo unde debitele în circulaţie sînt mici şi presiunile mari; chiar în actulalul stadiu de construcţie, ele pot prezenta avantaje economice faţă de pompele centrifuge.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fröhling, O.* Kolbenpumpen im Bergbau. In: Schlägel und Eisen, nr. 11, 1965.

[2] *Dellinger, W.* Über die Leistungsfähigkeit und Betriebsverhalten der Wasserhydraulik. In: Schlägel und Eisen, nr. 9, 1966.

[3] *Pak, V. S.* şi *Gheier, V. G.* Instalaţii miniere de aeraj şi de evacuare a apelor. Traducere din limba rusă. Bucureşti, Editura tehnică, 1954.

[4] *Pfleiderer, C.* Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Berlin, Springer-Verlag, 1965.

CZ 621.165–253.5

Alegerea gradului de admisiune și a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur

Ing. Titus GRECU și ing. Gheorghe MĂRCUȘ*

1. *Considerații generale*

La treptele de reglare se lucrează de obicei cu admisiune parțială, impusă atît de considerentele constructive (așezarea sectoarelor de admisiune), cît și de debitul volumic relativ redus.

Fiind găsit produsul :

$$\varepsilon \cdot l_{a1} = \frac{G_s\, v_1}{\pi\, \mathrm{d}\, \tau_u\, c_1 \sin \alpha_1},$$

se pune problema de a găsi o valoare a factorului ε (gradul de admisiune) sau l_{a1} (lungimea ajutajului). Se observă că la creșterea lungimii ajutajului :

— crește coeficientul de pierderi în ajutaj φ și deci scad pierderile în ajutaje :

$$\Delta h_a = (1 - \varphi^2)\, h_{ad}, \text{ kcal/kgf};$$

— crește coeficientul de pierderi în palete ψ și deci scad pierderile în palete :

$$\Delta h_p = (1 - \psi^2)\, \frac{A w_1^2}{2g}, \text{ kcal/kgf};$$

— scade gradul de admisiune ε, ceea ce produce creșterea pierderilor prin frecări și ventilație Δh_{fv} și a pierderilor marginale datorite admisiunii parțiale Δh_ε.

Problema găsirii lui ε sau l_{a1} optim se reduce deci la găsirea perechii de valori care conduce la randamentul intern maxim.

De remarcat că, variind G_s, v, d, rezultă alte valori ale produsului $\varepsilon \cdot l_{a1}$, a lui φ, ψ etc., astfel că pentru fiecare turbină optimul se va plasa în alt punct.

Valorile pierderilor se determină pe bază de relații și coeficienți experimentali. În cele ce urmează se va considera :

1.1. *Pierderile în ajutaje.* Coeficientul de pierderi φ s-a luat după diagrama prof. Jirițkii (fig. 1). Întrucît în acest studiu înălțimea l_{a1} a ajutajului are deosebită importanță, în figura 2 s-au trasat curbele ajutătoare $\varphi = f\,(l_{a1})$ pentru diferite viteze c_{1t}.

1.2. *Pierderile în palete.* Coeficientul de pierderi s-a considerat ca un produs de trei factori:

$$\psi = K_\beta \cdot K_w \cdot K_l,$$

în care $K_\beta = f[(\beta_1 + \beta_2), \text{tipul paletei}]$; $K_w = f(w_1)$ și $K_l = f\,(l) = 1 - \frac{1{,}6}{l}\cdot$ Acești coeficienți sînt dați în figurile 3, 4 și 5.

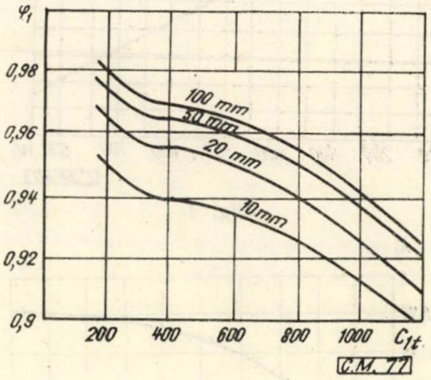


Fig. 1

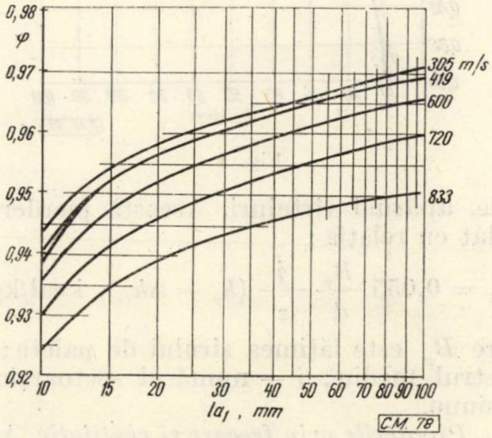


Fig. 2

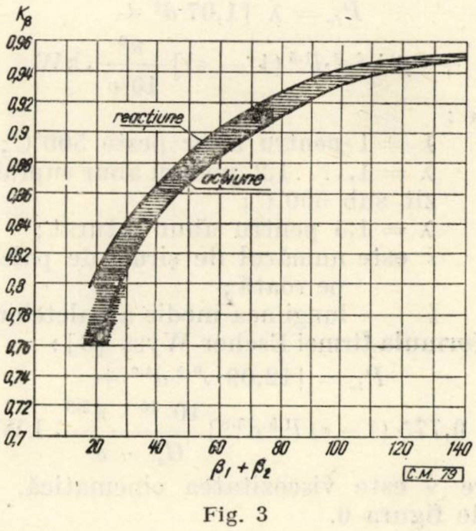


Fig. 3

---

* Ing. *T. Grecu* este conferențiar la Institutul politehnic București, iar ing. *Gh. Mărcuș* este asistent la același institut.

1.3. *Pierderile marginale datorite admisiunii parţiale.* La marginea sectorului de ajutaje, aburul umple incomplet canalul dintre paletele mobile, apărînd vîrtejuri. Această pierdere s-a calculat cu relaţia :

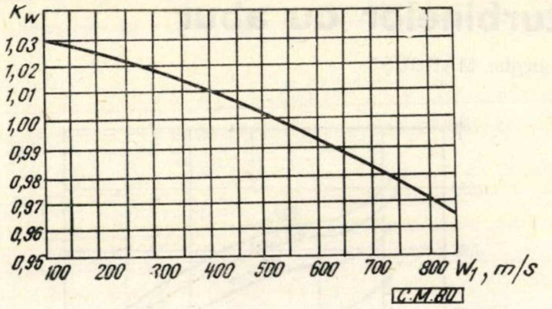


Fig. 4

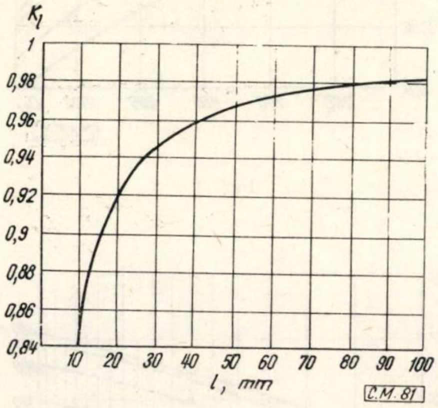


Fig. 5

$$\Delta h_\varepsilon = 0{,}055\,\frac{B_p}{d}\,\frac{j}{\varepsilon}\,(h_u - \Delta h_{fv}),\ \text{kcal/kgf},$$

în care B_p este lăţimea şirului de palete ; d — diametrul mediu ; j — numărul sectoarelor de admisiune.

1.4. *Pierderile prin frecare şi ventilaţie.* Aceste pierderi se dau prin numeroase relaţii empirice, printre care se citează :

— formula prof. Stodola [2] :

$$P_{fv} = \lambda\ [1{,}07\,d^2 + 0{,}61\,i\,d\cdot l^{1.5}\,(1-\varepsilon)]\,\frac{u^3}{10^6 v},\ \text{kW},$$

în care :

$\lambda = 1$ pentru abur peste 500°C ;

$\lambda = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ pentru abur supraîncălzit sub 500°C ;

$\lambda = 1{,}3$ pentru abur saturat ;

i este numărul de şiruri de palete de pe roată ;

l — lungimea medie a paletelor, cm.

— formula firmei Escher-Wyss [3] :

$$P_{fv} = [12{,}09\,\nu^{0.2}\,d^{4.6} + 0{,}775\,(1-\varepsilon)\,l^{1.5}\,d^{3.8}]\,\frac{10^{-10}\cdot n^{2.8}}{G_s\cdot v},\ \text{kW},$$

în care ν este viscozitatea cinematică, m²/s, dată de figura 6.

Întrucît valorile calculate după cele două formule diferă mult, s-a luat o valoare medie.

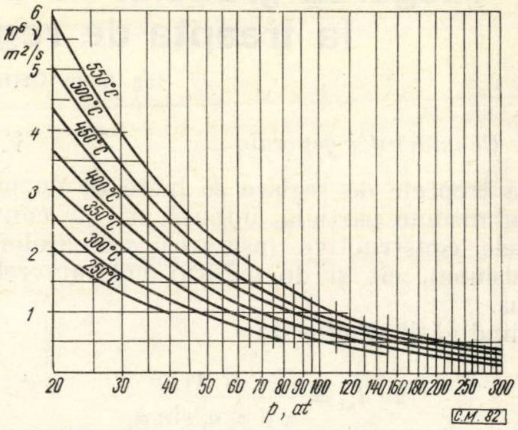


Fig. 6

2. *Ipotezele de calcul*

Stabilirea analitică a optimului este practic imposibilă avînd în vedere complexitatea problemei. Dacă se poate încerca stabilirea unor formule aproximative pentru treptele de reglare Rateau (cu un singur şir de palete), lucrul este imposibil pentru treptele de reglare Curtis, care sînt tocmai cele mai răspîndite. De aceea s-a procedat la examinarea unui mare număr de variante şi, pe baza lor, s-au trasat curbe care să permită stabilirea directă a lui ε_{optim} pentru orice turbină.

Pentru fiecare caz calculele cuprind următoarele etape :

— stabilirea căderii pe treapta de reglare :

$$h_{ad} = \frac{1}{3{,}06\cdot 10^6}\,\frac{d^2\,n^2}{x^2\varphi^2},\ \text{kcal/kgf},$$

în ipoteza $\varphi = 0{,}94$ pentru treapta Curtis şi 0,96 pentru treapta Rateau ;

— calcularea secţiunii de ieşire din ajutaje, rezultînd produsul $\varepsilon\cdot l_{a1}$;

— calcularea randamentului intern pentru 3—4 valori ale lui ε, ceea ce necesită :

— stabilirea lui l_{a1} şi a lui φ ;

— calcularea analitică a diagramelor de viteze ;

— stabilirea căderii utile ;

— calcularea pierderilor secundare ;

— calcularea căderii interne şi a randamentului intern ;

— trasarea curbei $h_i = \mathrm{f}(\varepsilon)$ şi determinarea lui ε_{opt}.

3. *Rezultatele obţinute*

În tabela 1 sînt concentrate valorile obţinute în cazul treptei de reglare tip Rateau, iar în tabela 2, cele pentru treapta de reglare tip Curtis.

Tabela 1

Valorile optime în cazul treptei de reglare Rateau

D	Parametrii aburului		v_0	$\frac{Dv_0x}{d^2 \sin \alpha_1}$, m/s			εl_{a1}, cm pentru d =			d = 0,8 m			d = 0,95 m			d = 1,1 m		
tf/h	p_0 at	t_0 °C	m³/kgf	d = 0,8	0,95	1,1	0,8	0,95	1,1	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$
40	35	435	0,096	3,9	2,67	1,98	1,01	0,735	0,584	0,6	16,8	0,725	0,5	14,7	0,696	0,4	14,6	0,666
	64	485	0,055	2,22	1,53	1,15	0,538	0,425	0,338	0,4	13,5	0,665	0,32	13,3	0,639	0,26	13	0,592
10 0	35	435	0,096	9,75	6,68	4,91	2,42	1,82	1,45	1,00	24,2	0,779	0,92	19,8	0,763	0,76	19,1	0,745
	64	485	0,055	5,57	3,82	2,84	1,335	1,06	0,83	0,83	16,1	0,7425	0,63	16,85	0,724	0,5	16,6	0,711
	90	535	0,041	4,18	2,86	2,12	1,048	0,775	0,604	0,68	15,4	0,72	0,5	15,5	0,699	0,42	14,4	0,664
	130	565	0,0295	2,79	1,92	1,42	0,71	0,536	0,419	0,49	14,5	0,703	0,4	13,4	0,672	0,32	13,1	0,635
250	64	485	0,055	13,9	9,57	7,1	3,33	2,23	2,04	1,00	33,3	0,789	1,00	22,3	0,782	0,96	21,2	0,766
	90	535	0,041	10,35	7,14	5,29	2,6	1,92	1,49	1,00	26	0,779	0,96	20	0,764	0,8	18,65	0,749
	130	565	0,0275	6,98	4,76	3,55	1,76	1,325	1,05	0,94	18,7	0,76	0,74	17,9	0,754	0,62	20,5	0,721
400	90	535	0,041	16,7	11,5	8,5	4,15	3,02	2,37	1,00	41,5	0,804	1,00	30,2	0,79	1,00	23,7	0,78
	130	535	0,0275	11,2	7,55	5,68	2,81	2,1	1,675	1,00	28,1	0,786	1,00	21	0,79	0,84	19,9	0,759
	130	565	0,029	11,8	8,04	6	2,98	2,23	1,72	1,00	29 8	0,788	1,00	22,3	0,775	0,87	19,8	0,763
	162	535	0,022	8,88	6,1	4,52	2,2	1,69	1,3	1,00	22	0,775	0,88	19,2	0,756	0,75	17,3	0,732
	240	535	0,014	5,56	3,9	2,89	1,4	1	0,85	0,85	16,5	0,749	0.64	15,6	0,723	0,52	16,4	0,71
1 000	162	535	0,022	22,2	15,3	11,3	5,4	4,16	3,22	1,00	54	0,8	1,00	41,6	0,789	1,00	32,2	0,795
	186	535	0,0188	19,1	13,1	9,66	4,75	3,55	2,75	1,00	47,5	0,795	1,00	35,5	0,788	1,00	27,5	0,785
	240	535	0,014	14,2	9,74	7.2	3,48	2,62	2,1	1,00	34,8	0,793	1,00	26,2	0,775	1,00	21	0,744
	240	565	0,0146	14,8	10,01	7,54	3,75	2,83	2,18	1,00	37,5	0,794	1,00	28,3	0,776	1,00	21,8	0,779
2 000	162	535	0,022	44,7	30,6	22,7	10,8	8,3	6,43	1,00	108	0,81	1,00	83	0,81	1,00	64,3	0,818
	186	535	0,0188	38,4	26,1	19,4	9,5	7,1	5,5	1,00	95	0,809	1,00	71	0,8	1,00	55	0,801
	240	535	0,014	28,9	19,5	14,4	6,96	5,24	4,2	1,00	69,2	0,79	1,00	52,4	0,795	1,00	42	0,799
	240	565	0,0146	29,5	20,3	15,4	7,5	5,66	4,36	1,00	75	0,791	1,00	56,6	0,796	1,00	43,6	0,799

Tabela 2

Valorile optime în cazul treptei de reglare Curtis

D	Parametrii aburului		v_0	$\frac{Dv_0x}{d^2 \sin \alpha_1}$, m/s			εl_{a1}, cm pentru d =			d = 0,8 m			d = 0,95 m			d = 1,1 m		
tf/h	p_0 at	t_0 °C	m³/kgf	d = 0,8	0,95	1,1	0,8	0,95	1,1	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$	ε_{opt}	l_{a1}, mm	$\eta_{i\ max}$
40	35	435	0,96	1,23	0,845	0,629	0,435	0,39	0,397	0,2	21,8	0,568	0,18	21,6	0,517	0,16	24,8	0,535
	64	485	0,055	0,675	0,483	0,359	0,246	0,192	0,211	0.15	15,2	0,537	0,14	13,6	0,486	0,13	16,2	0,486
100	64	485	0,055	1,69	1,20	0,890	0,61	0,532	0,57	0,25	24,4	0,593	0,22	24,2	0,58	0,18	31,6	0,517
	90	535	0,041	1,26	0,895	0,66	0,44	0,38	0,348	0,21	21	0,572	0,17	22,4	0,564	0,15	23,2	0,538
400	90	535	0,041	5,05	3,6	2,64	1,75	1,53	1,49	0,5	35	0,641	9,4	38,3	0,625	0,35	42,5	0,6
	130	535	0,0275	3,53	2,4	1,78	1,18	0,92	1,02	0,38	31	0,634	0,3	30,6	0,604	0,25	40,9	0,59
	130	565	0,029	3,60	2,55	1,87	1,27	1,06	1,062	0,4	31.8	0,626	0,35	30.3	0,612	0,3	35,7	0,589
1 000	162	535	0,022	7,00	4,82	3,58	2,36	2,04	2,09	0,6	39,4	0,652	0,46	43,4	0,634	0,4	52,4	0,613
	186	535	0,0188	6,04	4,1	3,06	2,06	1,84	1,82	0,55	37,4	0,646	0,4	40,3	0,627	0,35	52	0,610
	240	535	0,014	4,47	3,06	2,27	1,58	1,43	1,37	0,43	36,7	0,62	0,35	40,7	0,613	0,3	45,5	0,59
	240	565	0,0146	4,66	3,19	2,37	2,4	1,45	1,4	0,45	53,2	0,625	0,35	41,5	0,617	0,32	43,7	0,594
2 000	162	535	0,022	14,1	9,6	7,15	4,7	4,02	4,2	0,8	58,8	0,669	0,7	57,5	0,657	0,6	70	0,632
	186	535	0,0188	12,1	8,22	6,1	4,14	3,65	3,65	0,75	55	0,67	0,62	58,6	0,654	0,55	66,3	0,626
	240	535	0,014	9,1	6,14	4,55	3,1	2,83	2,74	0,65	43,5	0,659	0,53	53,5	0,642	0,45	61	0,612
	240	565	0,0146	9,26	6,39	4,84	3,22	2,91	2,8	0,67	48	0,664	0,55	53	0,642	0,45	62,3	0,620

Cum era de aşteptat, valorile lui ε_{opt} sînt o funcţie de produsul $\varepsilon \cdot l_{a1}$; din figura 7 se constată că valorile obţinute $\varepsilon = f(\varepsilon \cdot l_{a1})$ sînt concentrate într-o bandă restrînsă. Valoarea $\varepsilon \cdot l_{a1}$ este însă o valoare de proiectare, care se determină abia la calcularea ajutajelor. De aceea s-a căutat un alt criteriu, bazat pe mărimi iniţial cunoscute.

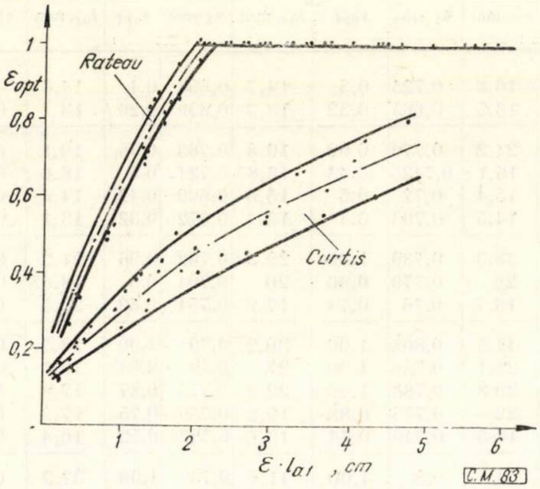


Fig. 7

Scriind ecuaţia de debit la ieşirea din ajutajele treptei de reglare:

$$D \cdot v = \pi d l_{a1} \tau_a \varepsilon c_1 \sin \alpha_1,$$

se înlocuieşte:

$$c_1 = \frac{u}{x} = \frac{\pi d n}{60x};$$

$$\frac{v}{v_0} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}},$$

în care:

$$\frac{T}{T_0} = 1 - \frac{h_{ad}}{i_0}, \text{ căci } T_0 - T = \frac{i_0 - i}{c_p}; 1 - \frac{T}{T_0} =$$

$$= \frac{i_0 - i}{c_p T_0} = \frac{h_{ad}}{i_0};$$

$$v = \frac{v_0}{\left(1 - \frac{h_{ad}}{i_0}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}} = \frac{v_0}{\left(1 - \frac{Kd^2}{x^2 i_0)}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}},$$

în care:

$$K = \frac{1}{3{,}06 \cdot 10^6} \frac{n^2}{\varphi^2}.$$

Rezultă:

$$\varepsilon \cdot l_{a1} = \frac{60 D v_0 x}{\pi^2 d^2 n \tau_a \sin\alpha_1 \left(1 - \frac{Kd^2}{x^2 i_0)}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}}}.$$

Paranteza fiind cuprinsă între 0,90 şi 0,985 pentru toate cazurile uzuale, influenţa ei se poate neglija.

Astfel se poate considera criteriul:

$$\frac{D v_0 x}{d^2 \sin \alpha_1}, \text{mm/s},$$

în care debitul D este introdus în kgf/s.

După cum rezultă din figura 8 şi în raport cu acest criteriu valorile se concentrează într-o bandă restrînsă.

Pentru studierea aspectului calitativ, s-au mai trasat şi curbele:

— $\varepsilon_{opt} = f(D)$, pentru diferiţi parametri ai aburului şi la diferite diametre (fig. 9, a şi 9, b);

— $\varepsilon_{opt} = f(p_0)$, pentru diferite debite şi diametre (fig. 10);

— $\varepsilon_{opt} = f(d)$, pentru diferitele debite şi presiuni (fig. 11):

(a — 35 at, 435°C; b — 64 at, 485°C; c — 90 at, 535°C; d — 130 at, 565°C; e — 162 at, 535°C; f — 186 at, 535°C; g — 240 at, 535°C).

Din examinarea rezultatelor se desprind următoarele constatări:

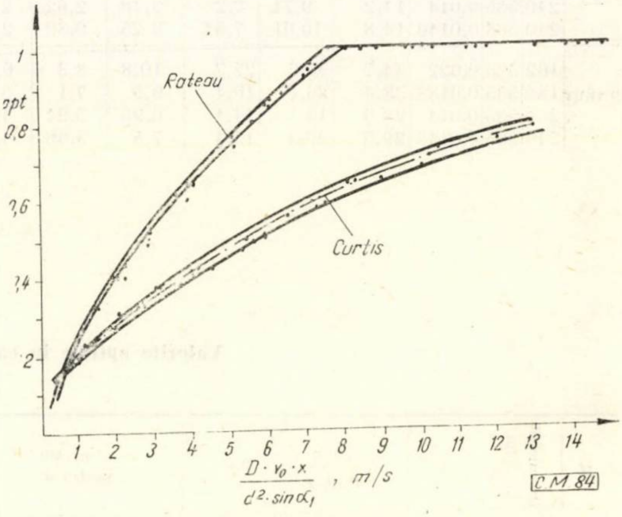


Fig. 8

1) Valorile lui ε_{opt} sînt o funcţie continuă de produsul $\varepsilon \cdot l_{a1}$ sau de criteriul $\frac{D v_0 x}{d^2 \sin\alpha_1}$ derivat din $\varepsilon \cdot l_{a1}$.

2) ε_{opt} creşte cu $\varepsilon \cdot l_{a1}$, respectiv cu secţiunea totală, căci:

— la secţiuni totale mici, lungimea mică a paletelor duce la scăderea pronunţată a coeficienţilor φ şi ψ, astfel că pierderile în ajutaje şi palete au întîietate faţă de pierderile Δh_{f_v} şi Δh_z. Pentru optim va fi necesară deci mărirea lui l_{a1} şi deci micşorarea lui ε_{opt};

— la secţiuni totale mari, sînt mai importante pierderile Δh_{f_v}, ceea ce necesită mărirea lui ε.

3) Pentru treptele de reglare Curtis, valorile lui ε_{opt} sînt mult mai mici decît pentru treptele de reglare Rateau, ceea ce se explică prin faptul că la treptele Curtis pierderile în palete sînt mai mari și deci devin necesare palete mai lungi pentru ameliorarea randamentului.

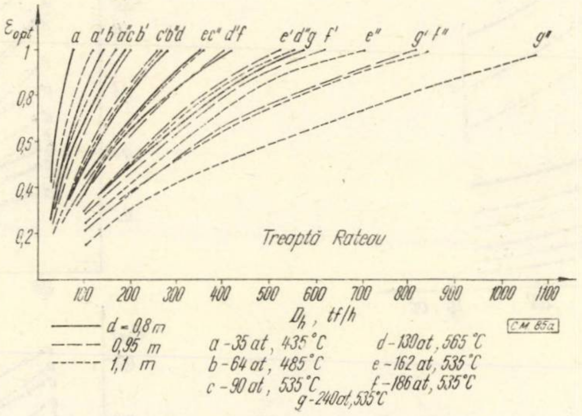


Fig. 9 a

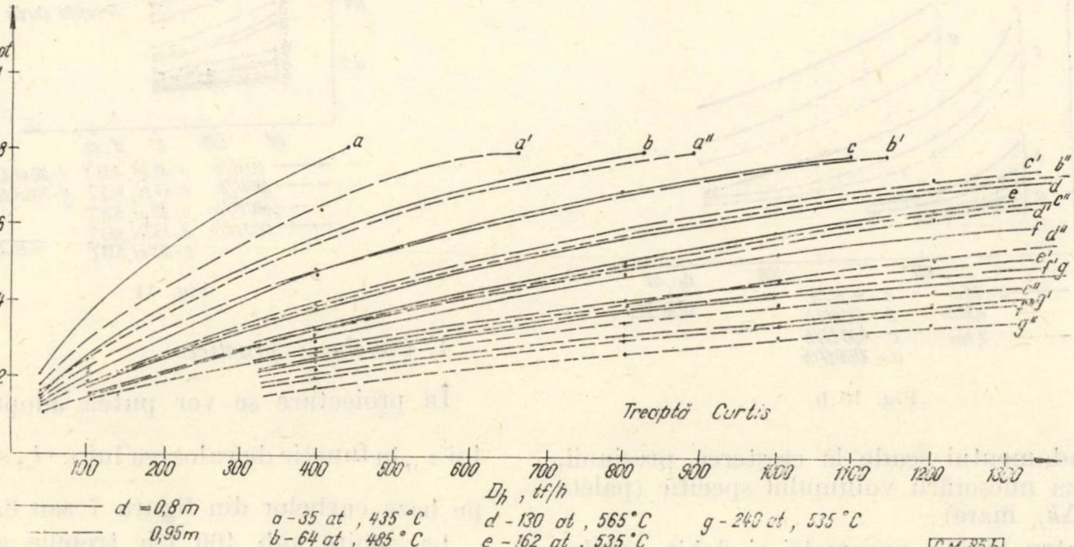


Fig. 9 b

4) În cazul treptelor de reglare Rateau, pentru $\varepsilon\ l_{a1} \geqslant 2$, respectiv $\frac{Dv_0x}{d^2 \sin \alpha_1} \geqslant 7{,}5$ m/s, este recomandabilă admisiunea totală. Aceasta se întîmplă practic la debite mai mari de 850 t/h. Ca atare, în cazul turbinelor de mare putere este bine să se recurgă la reglarea prin laminare, cu mai multe ventile care se deschid simultan.

5) În cazul treptelor de reglare Curtis, nu se ajunge la admisiune totală nici chiar la debite foarte mari, deci roțile Curtis impun admisiune parțială, respectiv reglajul prin admisiune.

În afară de aceste concluzii de principiu, se mai observă următoarele:

6) la aceiași parametri ai aburului, gradul de admisiune optim crește aproape liniar cu debitul;

7) la același debit, gradul de admisiune scade aproximativ hiperbolic la creșterea presiunii, deoarece scade volumul specific al aburului;

8) la aceiași parametri și același debit, gradul de admisiune scade la creșterea diametrului roții.

Calculele efectuate au permis de asemenea să se examineze variația randamentului (randament maxim corespunzător lui ε_{opt}), constatîndu-se:

— randamentul treptelor de reglare Curtis este mult mai slab decît al treptelor Rateau, lucru bine cunoscut;

— randamentul crește cu debitul. O excepție s-a constatat în cazul treptelor Rateau cu diametrul 0,8 m, la care randamentul prezintă o stagnare sau chiar o ușoară scădere la debite peste 1 000 t/h [4]; explicaţia constă în paletele foarte lungi care duc la creşterea considerabilă a pierderilor Δh_{fv}, pe cînd φ şi ψ practic rămîn constanţi;

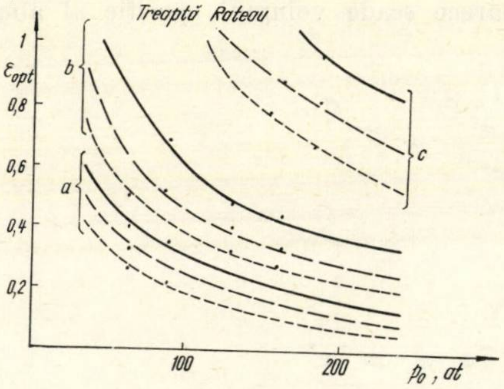


Fig. 10 a

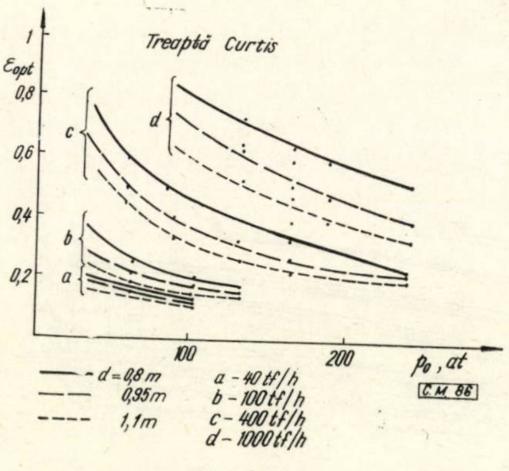


Fig. 10 b

— randamentul scade la creşterea presiunii, din cauza micşorării volumului specific (palete scurte, Δh_{fv} mare);

— pentru aceiaşi parametri şi debit, randamentul scade la creşterea diametrului roţii, lucru explicabil prin creşterea pierderilor Δh_a, Δh_p (l_a, l_p scad) şi a pierderilor Δh_{fv}. Efectul diametrului este foarte sensibil la debite mici şi se atenuează cu creşterea debitului. A apărut şi aici o excepţie în cazul treptelor Rateau cu debit foarte mare (2 000 t/h) şi parametri foarte înalţi (240 at), la care randamentul creşte cu diametrul [5]; explicaţia constă şi aici în efectul pierderilor Δh_{fv} care se reduc în cazul diametrelor mari din cauza scăderii lungimii paletelor.

Din mersul calculelor, se mai constată că:

— în toate cazurile pierderile prin împrăştiere Δh_{ε} sînt neglijabile faţă de celelalte pierderi;

— între formula lui Stodola şi formula Escher-Wyss apar diferenţe aproape de la dublu la simplu. Avînd în vedere deosebita importanţă a pierderilor Δh_{fv} pentru rezultatele obţinute, înseamnă că aceste rezultate trebuie privite cu prudenţă. Este recomandabil ca în cazurile concrete să se efectueze calculul lui Δh_{fv} prin ambele formule şi să se ia o valoare intermediară.

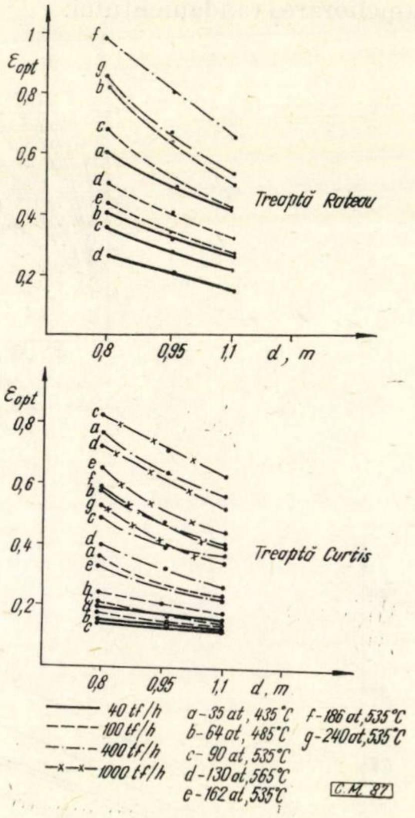


Fig. 11

4. *Concluzii practice*

În proiectare se vor putea adopta valorile lui ε_{opt} în funcţie de valoarea lui $\varepsilon \cdot l_{a1}$ sau $\dfrac{D\,v_0 x}{d^2 \sin\alpha_1}$, pe baza curbelor din figura 7 sau 8.

La debite sub 400 t/h trebuie acordată o atenţie deosebită presiunii optime, randamentul treptei de reglare scăzînd sensibil cu presiunea. La debite peste 400 t/h, randamentul treptei este puţin afectat de presiune, deci se pot adopta presiuni oricît de mari.

La debite sub 100 t/h, sînt recomandabile diametre mici ale treptei de reglare (de preferinţă 0,8 m), randamentul scăzînd sensibil la creşterea diametrului. La debite între 100 şi 1 000 t/h se vor prefera diametre mari (1 — 1,1 m), care duc la ieftinirea turbinei şi eventual chiar la mărirea randamentului.

BIBLIOGRAFIE

1] *Jiriţkii, G. S.* Turbine cu gaze pentru aviaţie. Moscova, Maşghiz, 1952.

2] *Stodola, A.* Dampf u. Gasturbinen. Berlin, Springer, 1925.

3] În: Escher-Wyss Mitteilungen, nr. 5, 1931.

CZ 621.915 : 621.831

Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte

Prof. ing. Ion LĂZĂRESCU şi ing. Eugen PAY *

Studierea erorilor de prelucrare a danturii cilindrice drepte prin freze melc-modul este importantă, atît în cazul cînd operaţia este o degroşare urmată de finisare — de obicei prin şeveruire sau rectificare — în scopul stabilirii adaosului de prelucrare, cît, mai ales, în cazul cînd operaţia constituie ultima prelucrare.

Literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5] şi [10], deşi bogată în acest domeniu, nu epuizează toţi factorii tehnologici care influenţează apariţia erorilor de prelucrare. În lucrarea de faţă se propune să se stabilească diferiţi factori care intervin — plecîndu-se de la analiza cinematicii angrenării şi ţinînd seamă de unele rezultate obţinute în legătură cu reducerea influenţei acestora.

Este cunoscut faptul că generarea danturii roţilor cilindrice rezultă datorită angrenării cu o cremalieră imaginară materializată de tăişurile frezei melc, care mătură flancurile acesteia — satisfăcînd condiţiile impuse de legile angrenării. Ca urmare, orice abatere de la premisele teoretice va introduce erori la prelucrarea danturii, erori ce pot proveni de la :

— freza melc (care este o sursă întreagă de erori în legătură cu construcţia, geometria, reascuţirea, uzura etc.) ;

— erorile semifabricatului ;

— mişcarea frezei melc şi a semifabricatului ;

— rigiditatea sistemului tehnologic maşină-dispozitiv-sculă-piesă (rigiditatea transversală şi rigiditatea torsională) ;

— regimul de aşchiere (care influenţează asupra forţei, temperaturii, vibraţiilor etc.) etc.

Se poate deci considera că eroarea totală la prelucrare $E_{pr.\,tot}$ reprezintă o sumă simbolică de forma :

$$E_{pr.\,tot} = E_f + E_{crf} + E_{cdf} + E_{pf} + E_{cm} + E_{sf} + E_d + + E_{pr.thn}, \quad (1)$$

în care :

E_f este eroarea frezei melc ;

E_{crf} — eroarca cinematică de rotire a frezei ($E_{crf} = E_{crf0} + E_{crf1}$) ;

E_{cdf} — eroarea cinematică de deplasare a frezei melc ($E_{cdf} = E_{cdf0} + f_1\ [v, s, t, C_M]$) ;

E_{pf} — eroarea de poziţionare a frezei melc (constantă pentru o poziţie dată) ;

E_{crm} — eroarea cinematică de rotire a mesei maşinii-unelte ($E_{crm} = E_{crm0} + E_{crm1}$) ;

E_{sf} — eroarea semifabricatului ;

E_d — eroarea de aşezare şi fixare în dispozitiv ;

$E_{pr.\,thn}$ — eroarea ce apare ca urmare a modificării condiţiilor tehnologice ($E_{pr.\,thn} = f_2\ [v, s, t, D_f, m, z, C_M, C_{LR}, C_s]$) ;

E_{crfo} — eroarea cinematică de rotire în gol a frezei melc (constantă pentru o freză dată, un număr de dinţi z ai roţii de prelucrat, o turaţie dată — la aceeaşi maşină-unealtă) ;

E_{crf1} — eroarea cinematică de rotire în sarcină a frezei melc ($f_3\ [v, s, t, D_f, m, z, N_{maş}, b_{rf}, C_M]$) ;

v, s, t — parametrii regimului de aşchiere ;

D_f — diametrul frezei ;

m, z — modulul şi numărul de dinţi al roţii ;

$N_{maş}$ — cota parte din puterea maşinii-unelte care revine frezei melc ;

b_{rf} — bătaia radială a frezei melc ;

C_M — constantă ce caracterizează influenţa materialului frezei melc şi al roţii prelucrate ;

E_{cdfo} — eroarea cinematică de deplasare în gol a frezei melc ;

E_{crmo} — eroarea cinematică la rotirea în gol a mesei (constantă pentru o maşină-unealtă dată şi un număr de dinţi ai roţii de prelucrat dat) ;

E_{crm1} — eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei ($E_{crm1} = f_4\ [v, s, t, D_f, m, z, N''_{maş}, b_{rsf}, C_M]$) ;

C_{LR} — constantă ce caracterizează lichidul de aşchiere ;

C_s — constantă ce caracterizează felul cum se face frezarea (în sensul sau în contra avansului) ;

$N''_{maş}$ — cota parte din puterea maşinii-unelte care revine mesei ;

b_{rsf} — bătaia radială a semifabricatului.

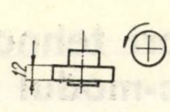
Luînd în considerare valorile lui E_{crf}, E_{crf1}, E_{crm}, E_{crm1}, E_{cdf} şi $E_{pr.thn}$, relaţia (1) devine :

---

* Prof. ing. *I. Lăzărescu* este profesor la Institutul politehnic Cluj, iar ing. *E. Pay* lucrează la acelaşi institut.

Tabela 1

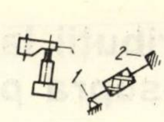
G 25; 10=47



D_f = 100 mm
m = 2,5 mm
z = 45

OLC 45 îmbunătățit la $65 \div 75 \frac{\text{da N}}{\text{mm}^2}$

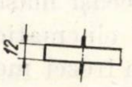
$t = h = 5{,}48$ mm
adaos pentru șeveruire



Nr. crt.	*v*, n/min	*n*, rot/min	*s*, mm/rot	Bătaia semi-fabricatului pe dorn	Vibrația în plan orizontal Punctul 1	Punctul 2	Punctul 3	*br*, mm	*VAm*, mm	VL_6 mm	Observații
1	18,8	60	0,33	0,03	1	3	3	0,035	0,04	43,28÷43,29	Extras freza cu 0,03 mm
2	23,5	75	0,33	0,035	2,4	3,5	1,5	0,03	0,065	43,315÷43,325	
3	23,8	95	0,33	0,025	1,8	3,5	2,2	0,03	0,055	43,34÷43,35	
4	27,6	120	0,33	0,03	2,5	3	3	0,03	0,045	43,335÷43,345	
5	47	150	0,33	0,03	1,9	3	2,2	0,035	0,03	43,33÷43,34	
6	18,8	60	0,66	0,03	2,4	3,5	1,8	0,04	0,05	43,34÷43,365	
7	23,5	75	0,66	0,03	1,6	2,6	1,4	0,035	0,05	43,33÷43,35	
8	28,8	95	0,66	0,03	1,6	2	1,8	0,025	0,055	43,315÷43,335	
9	37,6	120	0,66	0,025	3	2,4	2,4	0,02	0,06	43,31÷43,33	
10	47	150	0,66	0,01	—	3,4	—	0,015	0,04	43,30÷43,315	
11	18,8	60	0,92	0,02	1,8	2,4	2	0,035	0,07	43,33÷43,345	
12	23,5	75	0,92	0,025	2	3	3	0,025	0,075	43,345÷43,365	
13	28,8	95	0,92	0,03	2,6	2,5	1,6	0,04	0,06	43,33÷43,35	
14	37,6	120	0,92	0,03	2,8	3	3	0,035	0,06	43,32÷43,33	
15	46	150	0,92	0,01	3	3,2	3,5	0,015	0,05	43,31÷43,325	

Tabela 2

G 25; 10 — 54



D_f = 73 mm

m = 2,5 mm
Z = 27

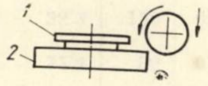
OLC 45 — îmbunătățit la $65 \div 75 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

Freză din lotul obișnuit al frezorului
Adaos pentru șeveruire

Nr. crt.	*n*, rot/min	*v*, m/min	*s*, mm/rot	Bătaia semifabricatului pe dornul portpiesă	Ec_p, µm	*br*, mm	*VAm*, mm	VL_1, mm	Ef_p, µm	
1	60	13,8	0,47	0,04	16	0,04	0,06	27,70÷27,72	0 −25	−50 +30
2	75	16,6	0,47	0,03	15	0,05	0,08	27,71÷27 73	−20 0	+35 −60
3	90	22,3	0,47	0,015	67	0,04	0,07	27,70÷27,72	+30 0	−30 −60
4	120	27,6	0,47	0,025	46	0,04	0,07	27,72÷27,73	+25 0	−25 −60
5	150	33,2	0,47	0,005	14	0,03	0,08	27,70÷27,72	+20 0	−25 −80
6	190	44,6	0,47	0,025	36	0,03	0,06	27,71÷27,72	+25 0	−25 −50
7	60	13,8	0,66	0,03	43	0,05	0,09	27,70÷27,72	+25 −20	−40 +20
8	75	16,6	0,66	0,01	16	0,04	0,06	27,72÷27,73	−25 0	+20 −70
9	95	22,3	0,66	0,025	—	0,05	0,04	27,70÷27,72		—
10	120	27,6	0,66	0,025	39	0,06	0,05	27,70÷27,72	0 −50	−70 +10
11	150	33,2	0,66	0,02	14	0,03	0,05	27,68÷27,70	+30 −60	+40 +10
12	190	44,6	0,66	0,02	17	0,03	0,03	27,69÷27,70	−30 +30	+30 −50
13	60	13,8	0,92	0,01	33	0,03	0,06	27,69÷27,71	0 −40	−50 +20
14	75	16,6	0,92	0,03	13	0,05	0,055	27,68÷27,70	0 −45	−70 + 5
15	95	22,3	0,92	0,03	36	0,14	0,09	27,69÷27,71	0 +15	−30 −15
16	120	27,6	0,92	0,025	47	0,05	0,08	27,69÷27,71	−30 −30	+20 +10
17	150	33,2	0,92	0,03	71	0,05	0,08	27,69÷27,70	−30 0	+20 −70
18	190	44,6	0,92	0,03	37	0,05	0,08	27,69÷27,70	0 0	−50 −60

Tabela 3

G 25; reper 10−35



$D_f = 99{,}4$ mm

$m = 2{,}5$ mm

$Z = 48$

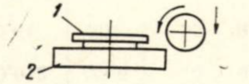
OLC 45 − îmbunătățit la $65 \div 75 \ \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$

adaos pentru șeveruire

Nr. crt.	Bătaia semifabricatului			v, m/min	n, rot/min	s, mm/rot	Bătaia semifabricatului pe dornul portpiesă	br, mm	Ecp, µm	VL₆, mm	Efp, µm	VAm, mm	Observații
	radială	frontală 1	frontală 2										
1	0,01	0,005	0,005	15	48	0,33	0,03	0,03	118,6	43,20÷43,22	−5 +5	+18 −15	0,04	
2	0,015	0,01	0,01	18,8	60	0,33	0,03	0,05	46	43,23÷43,24	+10 +20	+15 −5	0,045	
3	0,01	0,01	0,01	23,6	75	0,33	0,035	0,03	77	43,24÷43,25	+9 +20	−10 −5	0,05	
4	0,01	0,01	0,006	30	95	0,33	0,015	0,05	66	43,16÷43,17	0 +20	−30 −15	0,055	
5	0,01	0,01	0,016	37,6	120	0,33	0,025	0,05	62	43,215÷43,245	+20 +10	−20 −25	0,06	
6	0,01	0,005	0,01	15	48	0,66	0,015	0,03	91	43,23÷43,25	−25 +20	+5 −10	0,04	
7	0,015	0,006	0,01	18,8	60	0,66	0,02	0,03	40	43,34÷43,36	+15 +10	−15 −20	0,045	Extras freza cu 0,07 mm
8	0,02	0,005	0,01	23,6	75	0,66	0,035	0,04	60	43,335÷43,34	+10 0	−30 −15	0,055	Extras freza cu 0,07 mm
9	0,01	0,004	0,006	30	95	0,66	0,025	0,04	57	43,33÷43,35	+10 +10	−20 −30	0,045	Extras freza cu 0,07 mm
10	0,012	0,004	0,008	37,6	120	0,66	0,03	0,04	37	43,28÷43,29	−12 +13	+8 −20	0,04	Extras freza cu 0,07 mm
11	0,008	0,005	0,005	15	48	0,92	0,025	0,03	67	43,29÷43,30	+18 +10	−10 −15	0,04	Extras freza cu 0,07 mm
12	0,015	0,018	0,014	18,8	60	0,92	0,04	0,05	69	43,31÷43,32	+15 +23	−10 0	0,035	Extras freza cu 0,07 mm
13	0,01	0,005	0,012	23,6	75	0,92	0,02	0,03	105	43,24÷43,25	−20 +10	0 −15	0,03	
14	0,005	0,006	0,01	30	95	0,92	0,03	0,03	86	43,31÷43,33	+17 +5	−10 −15	0,045	
15	0,008	0,012	0,018	37,6	120	0,92	0,02	0,02	61	43,245÷43,25	+10 −7	−15 +5	0,045	

G 25; reper 10 — 35

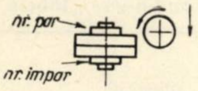
Tabela 4



$D_f = 75$ mm
$m = 2{,}5$ mm
$Z = 48$

OLC 45 îmbunătățit la 65÷75 $\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$
adaos pentru șeveruire
$t = h$

Nr. crt.	Bătaia semifabricatului			v, m/min	n, rot/min	s, mm/rot	Bătaia semifabricatului pe dornul portpiesă	br, mm	Ecp, µm	VL_6, mm	Efp, µm		VAm, mm	Observații
	radială	frontală 1	frontală 2											
16	0,01	0,01	0,01	14,1	60	0,33	0,02	0,03	99	43,36÷43,37	+20 +25	−30 −45	0,045	
17	0,012	0,006	0,004	17,7	75	0,33	0,03	0,02	66	43,31÷43,32	−60 −50	+50 +28	0,012	Introdus freza cu 0,1 mm
18	0,01	0,006	0,012	22,4	95	0,33	0,02	0,02	107	43,30÷43,31	−55 −35	+10 +25	0,07	Idem
19	0,005	0,022	0,022	28,2	120	0,33	0,025	0,02	141	43,30÷43,32	−40 −65	+15 +35	0,055	Idem
20	0,015	0,018	0,024	35,4	150	0,33	0,03	0,04	78	43,32÷43,34	+30 −30	−35 +20	0,06	Idem
21	0,005	0,005	0,004	14,1	60	0,66	0,01	0,03	60	43,42÷43,43	−45 −30	+15 +25	0,065	Idem
22	0,005	0,02	0,01	17,7	75	0,66	0,025	0,04	61	43,43÷43,44	−50 −40	+20 +40	0,065	Idem
23	0,005	0,008	0,008	22,4	95	0,66	0,02	0,05	140	43,39÷43,41	+15 −40	−35 + 5	0,06	Idem
24	0,005	0,014	0,01	28,2	120	0,66	0,015	0,02	120	43,34÷43,35	+35 −90	− 5 +10	0,065	Idem
25	0,01	0,003	0,05	35,4	150	0,66	0,025	0,04	164	43,31÷43,34	−90 +30	+10 −45	0,10	Idem
26	0,01	0,024	0,01	14,1	60	0,92	0,01	0,03	54	43,34÷43,36	−90 +45	+ 5 −30	0,09	Idem
27	0,005	0,005	0,01	17,7	75	0,92	0,02	0,05	55	43,33÷43,35	+25 −95	−10 + 5	0,08	Idem
28	0,01	0,01	0,02	22,4	95	0,92	0,02	0,02	43	43,31÷43,34	−65 +30	+17 −60	0,075	Idem
29	0,02	0,01	0,02	28,2	120	0,92	0,03	0,06	261	43,31÷43,33	+30 0	−30 −100	0,07	Idem
30	0,015	0,005	0,012	35,4	150	0,92	0,03	0,05	—	43,25÷43,27	+35 0	−35 −100	0,08	Idem



G 25; reper 10−57

Bătaia dornului portpiesă — 0,005 mm
Bătaia dornului portfreză — 0,005 mm

$D_f = 100$ mm OLC 45 îmbunătăţit la $65-75 \frac{daN}{mm^2}$
$m = 2{,}5$ mm adaos pentru şeveruire
$Z = 33$

Tabela 5

Nr. crt.	n, rot/min	v, mn/min	s, mm/rot.	Bătaia semifabricatului pe dornul portpiesă	br, mm	Ecp, µm	VL_4, mm	Efp, µm	VAm mm	Observaţii
1	48	14,5	0,33	0,03	0,03	68	27,94−27,97	−25 +15	0,06	Un flanc al doilea flanc
2	48	14,5	0,33	0,02	0,02	59	27,96−27,98	+10 +25	0,05	
3	60	18	0,33	0,035	0,035	55	27,94−27,96	−35 −25	0,06	
4	60	18	0,33	0,015	0,03	33	27,95−27,97	−10 −20	0,05	
5	75	22,5	0,33	0,02	0,02	69	27,95−27,97	+30 −10	0,055	
6	75	22,5	0,33	0,015	0,03	60	27,95−27,97	+15 +30	0,06	
7	95	28,6	0,33	0,03	0,02	48	27,95−27,97	−35 +30	0,06	
8	95	28,6	0,33	0,02	0,02	42	27,94−27,96	−25 +20	0,065	
9	120	36	0,33	0,02	0,03	95	27,94−27,96	+20 −20	0,065	
10	120	36	0,33	0,02	0,02	56	27,93−27,95	+15 +30	0,055	
11	150	45	0,33	0,025	0,025	89	27,94−27,9	+10 +30	0,055	
12	150	45	0,33	0,015	0,03	103	27,94−27,96	+25 −30	0,065	
13	48	14,5	0,66	0,025	0,02	41	27,95−27,97	+15 +30	0,05	
14	48	14,5	0,66	0,01	0,02	67	27,95−27,97	+30 −15	0,05	
15	60	18	0,66	0,03	0,04	70	27,96−27,98	−15 +35	0,045	
16	60	18	0,66	0,015	0,02	70	27,95−27,9	−40 +10	0,055	
17	75	22,5	0,66	0,03	0,05	76	27,94−27,96	+20 +35	0,035	
18	75	22,5	0,66	0,04	0,05	85	27,94−27,96	+25 −15	0,055	
19	95	28,6	0,66	0,02	0,03	40	27,91−27,93	+22 +30	0,055	
20	95	28,6	0,66	0,025	0,02	67	27,90−27,93	+30 −20	0,06	
21	120	36	0,66	0,05	0,05	83	27,95−27,98	+10 −25	0,055	
22	120	36	0,66	0,05	0,05	66	27,95−27,97	+20 −30	0,045	
23	150	45	0,66	0,02	0,05	69	27,93−27,95	−30 +18	0,05	
24	150	45	0,66	0,02	0,05	65	27,95−27,97	+20 +30	0,06	
25	48	14,5	0,92	0,03	0,025	58	27,95−27,97	−20 −20	0,055	
26	48	14,5	0,92	0,03	0,03	62	27,94−27,97	−25 −10	0,07	
27	60	18	0,92	0,02	0,04	50	27,95−27,97	−10 −10	0,045	
28	60	18	0,92	0,03	0,05	56	27,95−27,97	−15 +20	0,06	
29	75	22,5	0,92	0,025	0,02	42	27,98−28,00	−10 +15	0,055	
30	75	22,5	0,92	0,02	0,025	45	27,96−27,98	+25 −30	0,07	
31	95	28,6	0,92	0,04	0,04	139	27,95−27,97	−15 −30	0,075	
32	95	28,6	0,92	0,03	0,05	64	27,96−27,98	−30 +15	0,06	

(*continuare*) tabela 5

Nr. crt.	*n*, rot/min	*v*, m/min	*s*, mm/rot.	Bătaia semifabricatului pe dornul portpiesă	*br*, mm	*Ecp*, μm	*VL*$_4$ mm	*Efp*, μm	*VAm* mm	Observaţii
33	120	36	0,92	0,025	0,015	30	27,89–27,91	$^{+30}_{-25}$	0,06	
34	120	36	0,92	0,03	0,015	20	27,90–27,92	$^{-25}_{-15}$	0,07	
35	150	45	0,92	0,03	0,03	60	27,90–27,92	$^{-15}_{-30}$	0,085	
36	150	45	0,92	0,025	0,02	64	27,90–27,92	$^{+30}_{-25}$	0,08	
37	60	18	1,32	0,03	0,02	65	27,95–27,97	$^{+10}_{-30}$	0,10	
38	60	18	1,23	0,03	0,03	65	27,95–27,97	$^{+25}_{-20}$	0,085	
39	95	28,6	1,32	0,02	0,015	34	27,89–27,91	$^{+10}_{-30}$	0,08	
40	95	28,6	1,32	0,03	0,04	110	27,90–27,92	$^{-40}_{-20}$	0,09	

$$E_{pr\cdot tot} = [F_f + E_{crf0} + E_{cdf0} + E_{pf} + E_{crm0} + E_{sf} + E_a] + [f_3(v, s, t, D_f, m, z, N'_{maş}, b_{rf}, C_M) + f_1(v, s, t, C_M) + f_4(v, s, t, D_f, m, z, N''_{maş}, b_{rs}, C_M) + f_2(v, s, t, D_f, m, z, C_M, C_{LR}, C_s)]$$

sau :

$$E_{pr\cdot tot} = k + F(v, s, t), \tag{2}$$

în care constanta *k* înglobează toţi termenii constanţi (pentru o maşină-unealtă dată, o freză melc dată, un semifabricat şi o roată de prelucrat dată, o poziţionare a piesei şi a frezei în cazul considerat), iar funcţia *F* — parametrii tehnologici.

Ca urmare, eroarea totală de prelucrare cuprinde o valoare constantă şi o valoare tehnologică — în funcţie de parametrii procesului de aşchiere *v*, *s*, *t*.

Pentru a pune în evidenţă influenţa unor parametri tehnologici, constanţi şi variabili, s-au făcut o serie de experimentări * pe maşina de danturat TOS–F06, cu freze melc (rectificate pe maşina Matrix) de diametre cuprinse între 60 şi 100 mm, prelucrîndu-se roţi dinţate de modul 2 ; 2,5 şi 3 mm, cu 25–60 dinţi, din OLC 45 îmbunătăţit la 65–75 daN/mm^2, 41 C 10 îmbunătăţit la 85–95 daN/mm^2, 15 MoC 12 şi 21 TMC 12, cu adaos de şeveruire sau rectificare. Măsurările s-au făcut cu aparatul universal pentru măsurat dantura Zeiss, profilmetrul Zeiss, aparatul pentru rulare pe două flancuri Suhl, microscopul universal Zeiss, torsiograful Geiger, grupul de aparate Brüel & Kjaer, dispozitivul pentru măsurarea rigidităţii statice construit de Institutul politehnic Cluj.

S-au ridicat 96 diagrame şi 21 tabele **. Dintre acestea s-au ales 11 diagrame şi 6 tabele — mai semnificative în studierea problemelor propuse.

Analizînd tabelele 1–5, se observă că nu există concordanţă între bătaia radială şi frontală a semifabricatului (strunjit), bătaia radială „statică" (măsurată la aşezarea semifabricatului pe dornul portpiesă, în gol) — şi bătaia radială a danturii roţii frezate. Aceasta se datoreşte existenţei bătăii radiale şi frontale a semifabricatului, bătăii frontale a bucşelor de fixare portpiesă, precum şi datorită jocului existent între dornul portpiesă şi bucşa de fixare, şi bătăii radiale a dornului portpiesă ; de asemenea datorită şocului iniţial la intrarea frezei în material apare o bătaie dinamică care amplifică sau micşorează bătaia statică iniţială. Acestea fac să existe o diferenţă între bătaia radială măsurată la semifabricat la fixarea acestuia pe dornul portpiesă, şi bătaia radială obţinută în final la dantură. Nu trebuie neglijat şi faptul că datorită existenţei bătăii radiale dinamice la semifabricat, adîncimea de aşchiere variază, ceea ce duce la variaţia forţelor, a deformaţiilor şi, ca urmare, la modificarea bătăii radiale. Bătaia radială poate să apară şi datorită erorii cinematice a maşinii.

Ca urmare, bătaia radială a danturii este mai mare decît bătaia radială dinamică a semifabricatului, dar mai mică sau mai mare decît bătaia statică măsurată.

Datele din tabelele 1–5 arată că, în cazul cînd bătaia radială a danturii creşte faţă de bătaia radială statică măsurată, valoarea bătăii radiale statice a semifabricatului este cu 0,01–0,02 mm mai mică decît bătaia radială a danturii. Ca urmare, în cazul dezavantajos considerat, pentru obţinerea unei anumite bătăi radiale, este necesar ca bătaia statică a semifabricatului să fie impusă prin procesul tehnologic la o valoare cu 0,01–0,02 mm mai mică decît condiţia finală admisă.

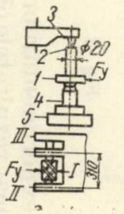
---

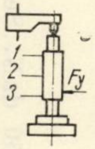
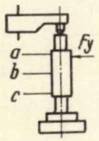
* Cu concursul ing. *Constantin Ionescu* şi ing. *Emil Mărgineanu*, director şi inginer-şef la uzinele „Înfrăţirea" din Oradea.

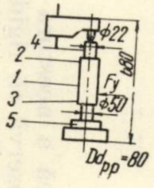
** Diagramele şi tabelele vor fi cuprinse în teza de doctorat a tov. ing. *Eugen Pay*.

Rigiditatea maşinii

Tabela 6

	F_y	Punctul 1		Punctul 2		Punctul 3		Punctul 4		Punctul 5		Punctul I		Punctul II		Punctul III	
		y	j	y	j	y	j	y	j	y	j	y	j	y	j	y	j
 3 2 ϕ20 Fy 1 4 5 III Fy I 310 II	25	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞
	50	3	16.10^3	0	∞	0	∞	1	50.10^3	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞
	75	8	$9,4.10^3$	4	19.10^3	0	∞	2	37.10^3	0	∞	1,5	50.10^3	0	∞	0	∞
	100	14	7.10^3	6	17.10^3	0	∞	3	33.10^3	0	∞	4	25.10^3	0	∞	0	∞
	125	19	$6,6.10^3$	8	16.10^3	0	∞	4	31.10^3	0	∞	10	$12,5.10^3$	2	$62,5.10^3$	1	125.10^3
	150	24	$6,2.10^3$	11	14.10^3	0	∞	4	$37,5.10^3$	0	∞	16	$9,4.10^3$	3	50.10^3	2	75.10^3
	175	29	6.10^3	12	14.10^3	0	∞	5	35.10^3	0	∞	25	7.10^3	4	44.10^3	2,5	70.10^3
	200	33	6.10^3	14	14.10^3	0	∞	6	33.10^3	0	∞	34	6.10^3	6	33.10^3	3	66.10^3
	225	39	$5,7.10^3$	16	14.10^3	0	∞	7	32.10^3	0	∞	40	$5,6.10^3$	7	32.10^3	4	56.10^3
	250	44	$5,5.10^3$	20	13.10^3	0	∞	8	31.10^3	0	∞	46	$5,6.10^3$	9	28.10^3	5	50.10^3

	F_y	Punctul 1		Punctul 2		Punctul 3			F_y	Punctul A		Punctul B		Punctul C	
		y	j	y	j	y	j			y	j	y	j	y	j
	25	0	∞	0	∞	0	∞		25	0	∞	0	∞	0	∞
	50	0	∞	0	∞	0	∞		50	8	6.10^3	0	∞	0	∞
	75	1	75.10^3	4	19.10^3	6	$12,5.10^3$		75	28	$2,8.10^3$	3	25.10^3	1	75.10^3
	100	3	33.10^3	8	$12,5.10^3$	10	10.10^3		100	48	2.10^3	16	6.10^3	5	20.10^3
	125	5	25.10^3	13	$9,5.10^3$	18	7.10^3		125	72	$1,6.10^3$	30	4.10^3	10	$12,5.10^3$
	150	8	19.10^3	17	9.10^3	25	6.10^3		150	76	2.10^3	40	$3,7.10^3$	14	10.10^3
	175	10	$17,5.10^3$	22	8.10^3	30	$5,6.10^3$		175	80	$2,2.10^3$	50	$3,5.10^3$	19	9.10^3
	200	14	14.10^3	24	$8,3.10^3$	34	6.10^3		200	86	$2,3.10^3$	64	$3,1.10^3$	25	8.10^3
	225	14	16.10^3	32	7.10^3	35	$6,4.10^3$		225	86	$2,5.10^3$	76	3.10^3	30	$7,5.10^3$
	250	19	13.10^3	36	7.10^3	36	7.10^3		250	86	$2,9.10^3$	90	$2,8.10^3$	36	7.10^3

	F_y	Punctul 1		Punctul 2		Punctul 3		Punctul 4		Punctul 5	
		y	j	y	j	y	j	y	j	y	j
 ϕ22 4 2 1 3 5 Fy ϕ50 800 Dd_{pp}=80	25	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞	0	∞
	50	3	16.10^3	2	25.10^3	2	25.10^3	1	50.10^3	0	∞
	75	10	$7,5.10^3$	6	$12,5.10^3$	4	19.10^3	2	$37,5.10^3$	0	∞
	100	20	5.10^3	16	7.10^3	7	14.10^3	3	$33,3.10^3$	0	∞
	125	28	$4,4.10^3$	22	$5,5.01^3$	10	$12,5.10^3$	4	31.10^3	0	∞
	150	35	$4,3.10^3$	28	$5,3.10^3$	13	11.10^3	5	30.10^3	0	∞
	175	42	$4,1.10^3$	41	$4,4.10^3$	17	$10,3.10^3$	7	25.10^3	0	∞
	200	51	4.10^3	50	4.10^3	19	$10,5.10^3$	9	22.10^3	0	∞
	225	60	$3,8.10^3$	70	$3,2.10^3$	22	$10,2.10^3$	9	20.10^3	0	∞
	250	74	$3,4.10^3$	78	$3,2.10^3$	24	$10,4.10^3$	11	18.10^3	0	∞

În tabela 6 se indică deformațiile și rigiditatea statică corespunzătoare componentei F_y pentru dornul portpiesă, dornul portfreză, masa și suportul portfreză — obținute la încărcarea statică a acestora cu forțe pînă la 250 daN. Se observă că rigiditatea statică scade cu mărirea forței F_y și că diferă foarte puțin de la un dorn portpiesă la altul (prin însăși construcția mașinii — la care dornurile de diametru mare sînt mai lungi decît dornurile cu diametru mic). Rigiditatea statică a acestor subansamble are influență, în primul rînd, asupra valorii grosimii dintelui prelucrat.

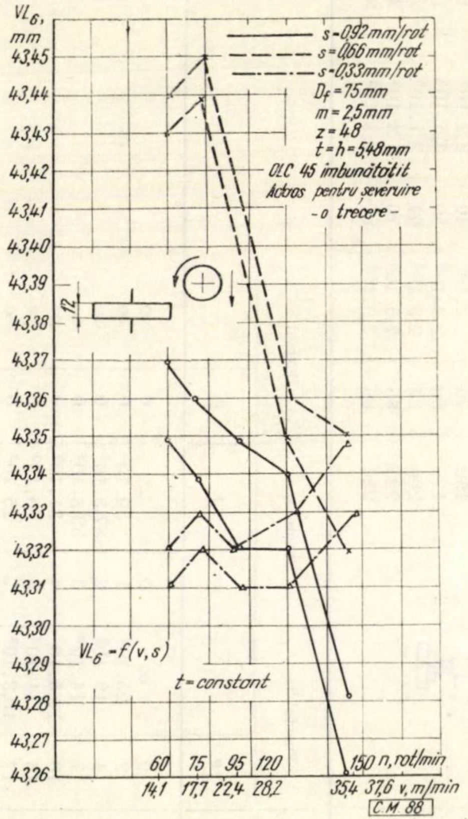


Fig. 1

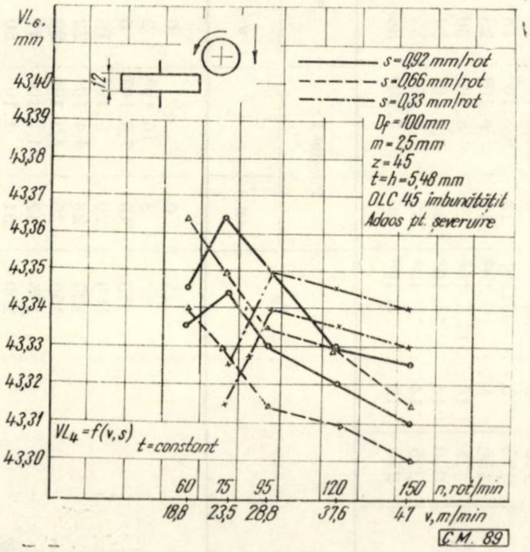


Fig. 2

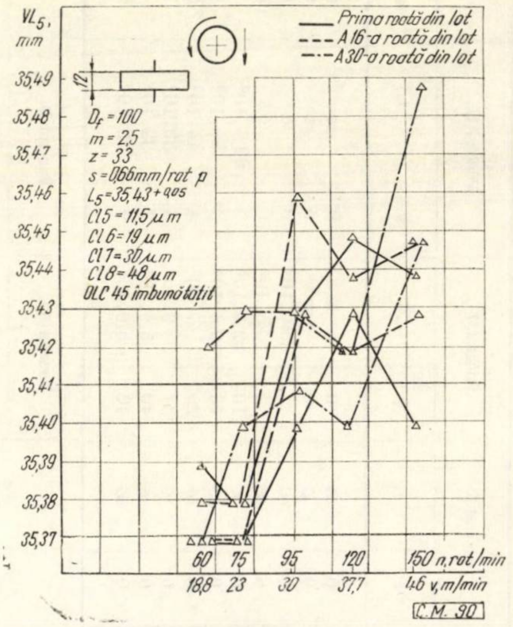


Fig. 3

Figurile 1 și 2 se referă la variația grosimii dintelui în funcție de regimul de așchiere [8].

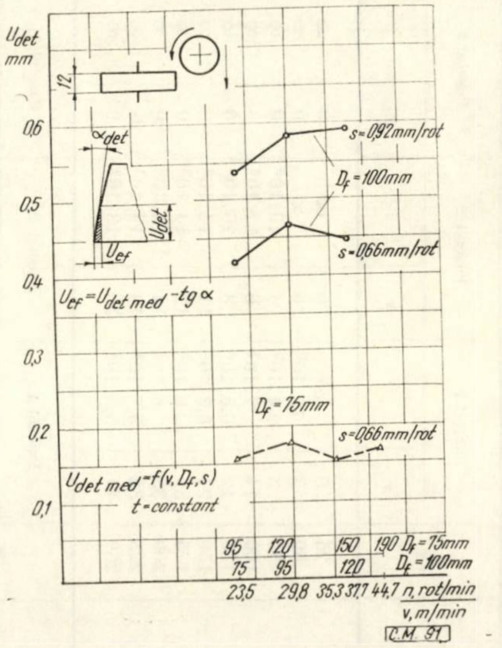


Fig. 4

În cadrul experimentărilor făcute, un factor care a modificat rezultatele obținute a fost uzura și, în consecință, s-a urmărit și influența acesteia. Datorită uzurii, ca urmare a micşorării diametrului frezei şi mai ales a măririi forţei de aşchiere, are loc o îngroşare a dintelui. În figura 3 s-a dat variaţia grosimii dintelui cu uzura, pentru diferite viteze. Se observă o variaţie a grosimii dintelui, în medie de 0,05 mm, datorită uzurii — după prelucrarea unui lot de 30 piese. Luînd în considerare loturi mai mari, de exemplu de 150 bucăţi, s-a observat practic că variaţia grosimii dintelui este şi mai mare, ceea ce reclamă de fapt o nouă poziţionare pe parcurs a frezei, în momentul în care cota peste dinţi depăşeşte toleranţele admise.

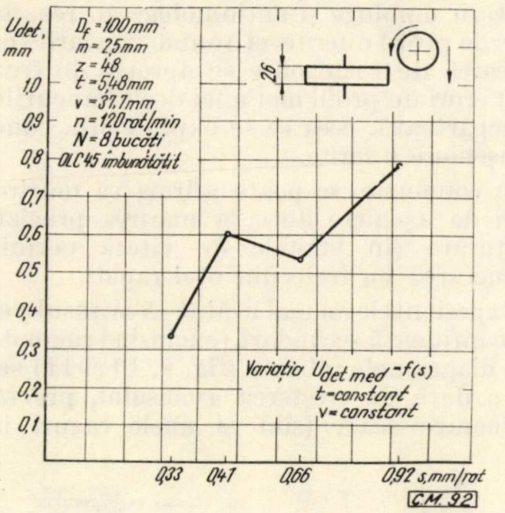


Fig. 5

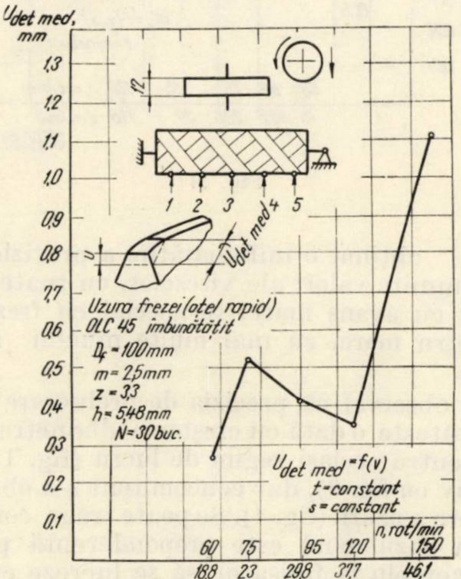


Fig. 6

În figurile 4—6 se dau unele rezultate obţinute în ceea ce priveşte variaţia uzurii în legătură cu diametrul frezei, cu avansul şi viteza de aşchiere.

Se observă (fig. 4) că, la un diametru mai mic al frezei cu toate că numărul de canale este mai mic, uzura este mai mică — ceea ce de altfel a fost pus în evidenţă şi cu altă ocazie [6]. Din figura 5 se vede că există o zonă recomandată pentru avans (între 0,47 şi 0,66 mm rot/piesă, pentru cazul considerat) în care uzura este acceptabilă. Acesta este fenomenul întîlnit uzual şi la alte scule, cu explicaţia cunoscută din literatură [7]. Figura 6 arată că există o zonă optimă a vitezei de aşchiere ($v = 36...38$ mm/min, pentru OLC 45 îmbunătăţit la 65—75 daN/mm^2 —, ceea ce se suprapune şi cu rezultatele obţinute de exemplu în S.U.A. [4]), în care uzura frezei este mai mică, deci se obţine o precizie de prelucrare mai mare.

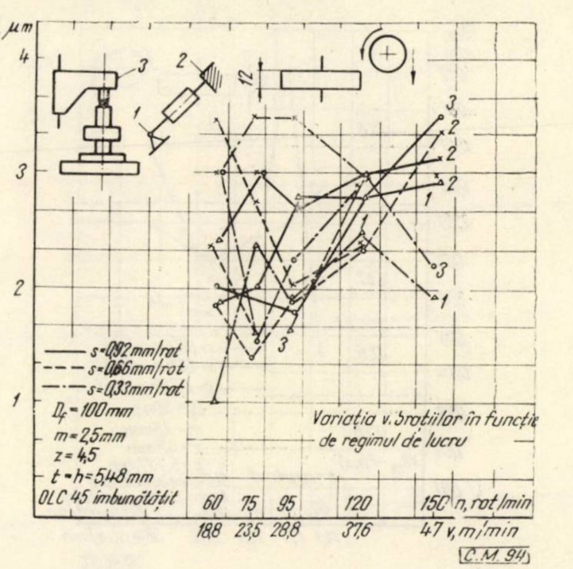


Fig. 7

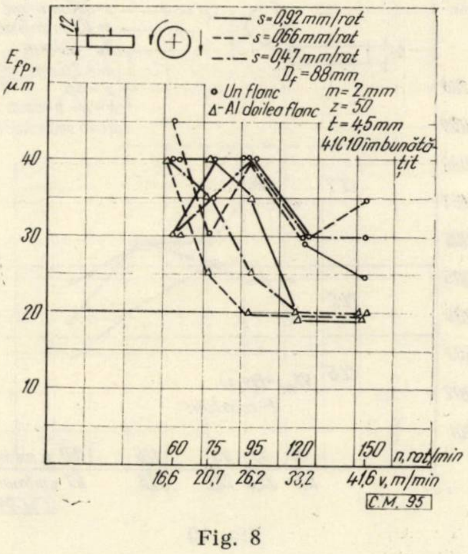


Fig. 8

S-au executat măsurări asupra vibrațiilor care apar în planul orizontal în cazul frezării danturii, montîndu-se traductorul piezoelectric pe suportul portpiesă și suportul portfreză. Vibrațiile înregistrate cu aparatul Brüel & Kjaer (fig. 7) sînt mici, de ordinul 3—4 µm, cu frecvență de aproximativ 60 Hz ; se consideră că aceste vibrații nu au o influență hotărîtoare asupra preciziei danturii.

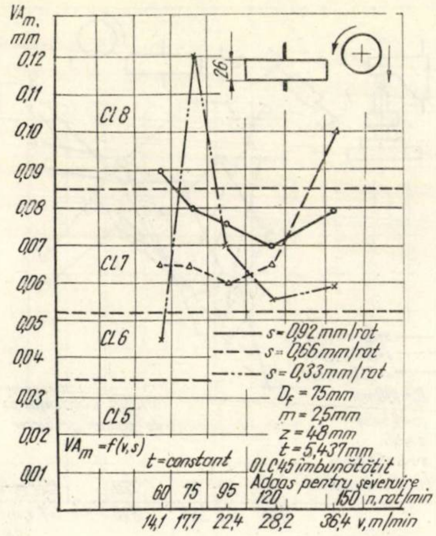


Fig. 9

Experimentările făcute în legătură cu influența regimului de lucru au arătat că mărirea vitezei de așchiere, în limitele 15—40 m/min, aduce o îmbunătățire a preciziei de prelucrare, ceea ce s-a pus în evidență prin urmărirea erorii de profil (fig. 8) și variația distanței de măsurat dintre axe la o rotație, la rostogolire pe două flancuri (fig. 9, 10 și 11) ca urmare a deformațiilor diferite și a erorii cinematice la rotirea frezei diferită (deocamdată nu au existat condiții pentru analizarea obiectivă și a altor cauze).

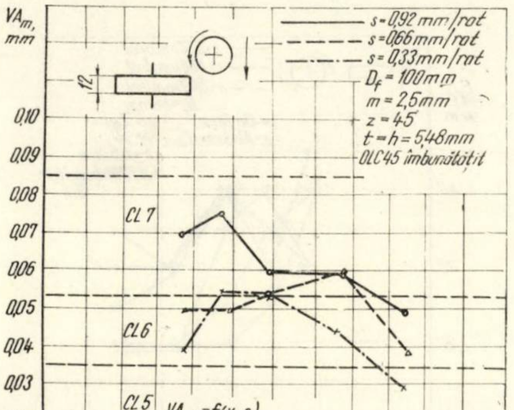


Fig. 10

O observație în plus este aceea că flancurile danturii omologe și antiomologe au rezultat cu erori de profil diferite, și anume flancurile care în mișcarea de rostogolire se apropie de freză au avut erori de profil mai mici decît flancurile care se depărtează, ceea ce se explică prin condițiile de așchiere diferite.

În concluzie, se poate afirma că mărirea vitezei de așchiere duce la mărirea preciziei de danturare (în limitele de viteză permise la prelucrarea cu freze din oțel rapid).

Experiențele au mai arătat că avansul vertical are o influență secundară (excluzînd rugozitatea). Din diagramele ridicate (fig. 9, 10 și 11) se vede că, o dată cu creșterea avansului, precizia de prelucrare scade (sînt și unele cazuri izolate cînd s-a obținut o îmbunătățire a preciziei pentru anumite valori ale vitezelor, cu toate că s-a lucrat cu avans mare, în special cu frezele cu diametru mare, cu mai multe muchii așchietoare).

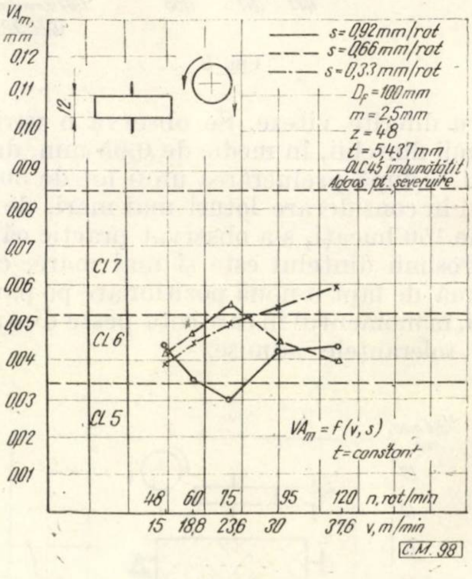


Fig. 11

S-a observat că precizia de prelucrare se îmbunătățește o dată cu creșterea diametrului frezei, pentru același regim de lucru (fig. 11 comparativ cu fig. 9), dar concomitent s-a obținut o creștere a uzurii (fig. 4). Se poate trage concluzia că, în cazul cînd este preponderentă precizia (de exemplu la finisare), să se lucreze cu freze cu diametru mare, iar în cazul cînd nu se impun condiții speciale de precizie, ci numai de productivitate, să se lucreze cu freze de diametru mai mic.

Frezarea în contra avansului a dat rezultate mai bune, din punctul de vedere al preciziei de prelucrare, față de frezarea în sensul avansului rezultatele nu sînt prezentate în tabelele şi diagramele date) — ceea ce confirmă cele găsite şi de alţi cercetători [9] (lucru explicabil şi cunoscut încă de la frezarea obişnuită).

Rezultatele găsite confirmă valabilitatea formulei (2), care, luînd în considerare sensul de acţionare a diferiţilor factori enumeraţi, poate fi pusă sub forma :

$$E_{pr\cdot tot} = \frac{k_1 \cdot s^y \cdot t^z}{v^x} + k.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Taiz, B. A.* Typische Fehler der Zahnrädbearbeitung (Teil I). În : Fertigungstechnik und Betrieb, 17, nr. 3, 1967, p. 180—187.

[2] *Taiţ, B. A.* Osnovîe voprosî izgatovleniia i kontrolia subceatîh lalios. Dissertaţiia, Moskva, Stankin, 1956, 320 p.

[3] *Štěpánek, K.* Messung der Genauigkeit von Zahnräder. În : Feingeräte Technik, nr. 3, 1966, p. 115—120.

[4] *Schmidthammer, A.* Lefejtömarás, kiviteli formák, fogazo pontosság és lefejtömaró forgácsolo sebességek. În : Gépgyártás technologia, nr. 12, 1964, p. 540—550.

[5] *Burbeck, E.* Fehlerursachen an wälzgefrästen Stirnrädern. În : Industrieblatt, nr. 9, 1962, p. 558—564.

[6] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii la determinarea corelaţiei dintre unghiul de contact, lăţimea de frezare şi uzura frezei. În : Construcţia de maşini, nr. 2, 1968, p. 69—72.

[7] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964, p. 187—198.

[8] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra grosimii dintelui la frezarea roţilor dinţate cilindrice cu freză melcmodul. Manuscris dat spre publicare în : Studii şi cercetări de mecanică aplicată.

[9] *Heidrich, G. A.* Fogaskerék lefejtömarás teljesitménynövelése az utobbi években. În : Gépgyártás technologia, nr. 12, 1964, p. 525—533.

[10] *Erney, G.* A fogaskerekek mérése és gyártásellenörzése. Budapest, Müszaki Könyvkiado, 1959, 324 pag.

CZ 621.86/.87—756.6

Unele aspecte în legătură cu amorsarea concepţiei şi realizării în ţară a maşinilor de transportat şi ridicat în execuţie antiexplozivă

Ing. Ilariu MARINESCU şi ing. Nicolae LIVEANU *

Dezvoltarea rapidă a industriei petroliere şi chimice în ţara noastră pune în faţa constructorilor de maşini probleme deosebite legate de specificul acestor ramuri industriale, sub aspectul protecţiei muncii şi al siguranţei în exploatare.

Una dintre aceste probleme, a cărei rezolvare implică o mare răspundere şi în acelaşi timp are un caracter din ce în ce mai stringent, este abordarea concepţiei şi execuţiei utilajelor destinate să funcţioneze în medii cu pericol de explozie.

Teoretic, nu ar trebui să se exploateze utilaje comandate de oameni într-o atmosferă cu concentraţie explozivă de gaze sau vapori, raţional fiind a se depune toate eforturile pentru asigurarea unei aerisiri sau ventilaţii care să elimine total această situaţie. În practică apar totuşi cazuri frecvente cînd se lucrează în medii explozive, datorită cărui fapt necesitatea realizării de utilaje în construcţie antiexplozivă nu poate fi evitată.

Limitînd domeniul acestor utilaje la maşinile de ridicat şi transportat, pot fi citate numeroase tipuri de întreprinderi al căror specific necesită soluţii antiex, anume : diverse secţii din combinatele chimice, sau din combinatele de îngrăşăminte azotoase, rafinăriile, uzinele cocsochimice etc. Necesitatea utilajelor antiex poate apărea şi în diverse alte ramuri industriale, derivînd din natura proceselor tehnologice, cum este cazul secţiilor de vopsitorie şi impregnare sau acolo unde se utilizează substanţe volatile inflamabile.

Pentru a explicita natura mediilor care impun măsuri de protecţie specială în construcţia utilajelor, este utilă definirea fenomenului de explozie, care în esenţă poate fi considerat drept un proces de ardere violentă a unor gaze, vapori, prafuri sau ceţuri în aer sau oxigen. În cazul exploziilor, arderea se produce aproape instantaneu, produce creşteri mari de presiune şi în consecinţă avariile produse sînt de mari proporţii. Vitezele de ardere în cazul exploziilor ajung la sute de m/s, iar presiunile la cîteva atmosfere suprapresiune.

Periculozitatea mediului depinde în mod deosebit de mărimea intervalului dintre limitele de explozie, definite în funcţie de conţinutul minim şi maxim de combustibil, la care poate să apară amorsarea exploziei amestecului, la presiunea atmosferică şi la 0°C. Cu cît mai mare este acest interval pentru un mediu dat, cu atît mai mare este probabilitatea ca amestecul format într-o incintă să se găsească între aceste limite.

---

* Ing. *I. Marinescu* este director tehnic la Institutul de cercetare şi proiectare pentru maşini de transportat şi ridicat Timişoara, iar ing. *N. Liveanu* este inginer şef la acelaşi institut.

Printre mediile care pot da naştere pericolului de explozie şi în consecinţă presupun luarea unor măsuri preventive speciale pot fi amintite cele care conţin : hidrogen, metan, gaz de cocs, gaz de furnal, vapori de amoniac, vapori de benzen, vapori de sulfură de carbon sau diverse materiale lichide inflamabile şi volatile.

Abordarea problemei complexe a concepţiei şi uzinării maşinilor de transportat şi ridicat în execuţie antiexplozivă, ţinînd seamă şi de ponderea factorului răspundere, în stadiul actual caracterizat printr-o lipsă de experienţă şi de date tehnice, presupune existenţa unei reglementări oficiale, care să delimiteze clar, fără echivoc, obligaţiile şi responsabilităţile între toţi factorii care concură la realizarea unor asemenea utilaje. Actele normative existente se referă doar la clasificarea încăperilor după categoria de pericol de incendiu (Normativ PCI—1964, cap. 4) şi la clasificarea mediilor explozive şi a tipurilor de protecţie pentru echipamente electrice (STAS 6789—65). În afară de acestea a fost elaborat de IPIP un proiect de normativ care se referă la proiectarea, executarea şi recepţionarea instalaţiilor electrice din mediile cu pericol de explozie, urmînd să completeze după aprobarea sa NPCI—64 şi normativul CSCAS I 7—62.

Clasificarea mediilor cu pericol de explozie avînd la bază proprietăţile amestecurilor explozive şi punctul lor de aprindere este schiţată de altfel în numeroase normative străine (VDE 0171, VDE 0165, norme sovietice pentru instalaţii electrice din 1966 şi instrucţiunea ministerială franceză nr. 4462 din 12 iunie 1965).

Toate aceste acte normative nu includ însă reglementarea problemelor esenţiale pentru concepţia şi exploatarea maşinilor de ridicat în execuţie antiexplozivă, şi anume :

— obligaţia beneficiarului sau a proiectantului general pentru un anumit obiectiv industrial de a defini atît mediul exploziv prin clasa de explozie şi grupa de aprindere, cît şi categoria de protecţie antiexplozivă a utilajului solicitat, asumîndu-şi răspunderea atît în privinţa securităţii obiectivului în cauză, cît şi sub aspectul acceptării unor indici tehnico-economici corespunzători unui utilaj special, de regulă unicat :

— stabilirea unui organ care elaborează şi completează periodic instrucţiunile tehnice obligatorii pentru concepţia, execuţia, exploatarea şi întreţinerea utilajelor antiexplozive, respectiv a forului care avizează aceste instrucţiuni ;

— prescrierea încercărilor obligatorii la recepţia unui utilaj antiexploziv sau la omologarea prototipului ;

— stabilirea forului competent şi autorizat pentru avizarea proiectelor de utilaje în execuţie antiexplozivă, pentru eliberarea autorizaţiilor de dare în exploatare şi pentru controlul întreţinerii şi explotării corecte a acestor utilaje.

Din informaţiile sumare deţinute în prezent asupra situaţiei pe plan mondial în domeniul utilajelor antiexplozive rezultă că în multe ţări există tendinţa de a se reglementa aceste probleme. Astfel, normele sovietice Gosgortehnadzor prevăd că maşinile de ridicat destinate pentru lucrul în încăperi unde se poate forma un mediu exploziv trebuie să fie executate după proiectul întocmit conform cu sarcina de proiectare a beneficiarului. În R.F.G. un început de reglementare îl constituie prescripţiile privitoare la protecţia contra accidentelor VBG—1, pe lîngă normele VDE care tratează protecţia antiexplozivă a instalaţiilor electrice. Conform părerii Institutului fizico-tehnic din Braunschweig, protecţia instalaţiilor şi maşinilor neelectrice în Germania necesită totuşi o reglementare mai precisă.

Necesitatea reglementărilor oficiale amintite derivă atît din importanţa problemei sub aspectul protecţiei muncii, cît şi din implicaţiile de ordin tehnico-economic legate de un utilaj antiexploziv. Astfel, utilizarea unei maşini de ridicat sau de transportat în execuţie antiexplozivă presupune reducerea într-o oarecare măsură a performanţelor tehnice şi acceptarea unei investiţii sensibil mai mari faţă de valoarea mijlocie a unui utilaj similar, în execuţie normală. În condiţiile actuale din ţara noastră, realizarea unui utilaj în soluţie antiex implică, pe lîngă execuţia mai pretenţioasă şi în consecinţă mai costisitoare a utilajului antiexploziv în ansamblu şi importul inevitabil de echipamente electrice sau pneumatice pentru acţionarea mecanismelor.

De asemenea, trebuie subliniat faptul că totalitatea măsurilor constructive la un utilaj de ridicat şi transportat în execuţie antiexplozivă, oricît de pretenţioase şi costisitoare ar fi, nu poate elimina complet posibilitatea producerii unui accident. Este suficient de amintit, în această ordine de idei, că măsurile de protecţie constructive se termină la cîrligul podului rulant. O manevră brutală sau lipsită de atenţie avînd ca efect lovirea unei piese de oţel din cîrligul podului rulant de o carcasă metalică poate produce scîntei cu acelaşi efect ca şi un mecanism sau un echipament electric în execuţie neprotejată. La fel de periculoasă este întreţinerea neglijentă sau necalificată a mijloacelor de ridicat respective. Un capac lăsat deschis la o cutie de borne sub tensiune, un cablu instalat neglijent, fără etanşare corespunzătoare la intrare etc., reprezintă cauze care pot anula efectul tuturor măsurilor constructive concepute şi realizate la un utilaj pretenţios şi costisitor.

Se impune deci, ca o necesitate imperativă, ca regulile stabilite pentru proiectarea utilajelor în soluţie antiex să fie completate cu reguli şi prescripţii tot atît de stricte privind exploatarea şi întreţinerea acestora. Numai printr-un ansamblu de măsuri şi prescripţii concrete se va putea reglementa oarecum securitatea necesară în condiţiile de lucru în medii explozive unde posibilităţile de amorsare a accidentelor sînt multiple şi extrem de variate, depinzînd în mare măsură de instruirea, dar şi de conştiinciozitatea personalului de deservire.

Consideraţii tehnice

În proiectarea şi execuţia unei maşini de ridicat sau de transportat în soluţie antiexplozivă, prima problemă dificil de rezolvat este aceea a echipamentului electric.

Diverse firme din ţările industriale dezvoltate, cum sînt Anglia, U.R.S.S., R.F.G., Franţa, Elveţia, S.U.A., furnizează echipamente electrice în execuţie antiexplozivă, avînd caracteristici variate, specifice diverselor categorii de medii cu pericole de explozie. Astfel de firme şi organizaţii comerciale sînt de exemplu : Brown-Boveri, Energomaşexport, Elin, Siemens, Stotz-Kontakt, Stahl, Stemmann etc. Domeniul de utilizare al echipamentelor electrice antiexplozive oferite de aceste firme este însă foarte limitat, afectînd negativ performanţele realizabile la maşinile de ridicat.

Astfel, electromotoarele în soluţie antiex se execută numai cu rotorul în scurtcircuit, fapt care impune limitarea posibilităţilor de reglare a turaţiei şi de ameliorare a demarajului. În plus, gama de puteri pentru aceste electromotoare de marcă este restrînsă şi nu depăşeşte 30—40 kW. În privinţa aparatajului, acesta se rezumă în general la diverse tipuri de butoane de comandă, limitatoare de cursă, cutii de aparataj de comutare şi corpuri de iluminat.

Din punct de vedere constructiv, majoritatea acestor echipamente se bazează pe fenomenul de oprire a propagării flăcărilor prin fante înguste şi suficient de adînci la îmbinările carcasei, astfel încît o explozie produsă în interiorul acestei carcase antideflagrante să nu se poată propaga în mediul exterior unde se găseşte amestecul exploziv. Valoarea dimensiunilor constructive ale interstiţiilor variază după natura amestecului exploziv şi în funcţie de volumul carcasei antideflagrante. Pentru metan de exemplu, deschiderea fantei variază între 0,3 şi 0,5 mm, la o adîncime cuprinsă între 6 şi 20 mm.

În privinţa siguranţei pe care o oferă asemenea echipamente trebuie menţionat faptul că aceasta nu este absolută. În primul rînd aceste echipamente reclamă o întrebuinţare îngrijită şi permanentă pentru menţinerea calităţilor lor constructive. În afară de aceasta, unele accidente electrice pot anula protecţia antideflagrantă, anume, de exemplu, un scurtcircuit interior, atacînd piesele bachelizate, poate provoca formarea hidrogenului, a cărui explozie nu poate fi îngrădită de fantele dimensionate pentru un alt gaz, respectiv pentru mediul în care lucrează utilajul. În consecinţă, personalul de exploatare trebuie să aibă tot timpul în vedere o anumită limitare a protecţiei antideflagrante la echipamentele electrice, o protecţie absolută fiind practic imposibilă.

Sînt cunoscute şi alte sisteme de protecţie contra amorsării de explozii la echipamentele electrice, menţionate de altfel şi în STAS 6785—63. Printre acestea se numără materialele cu protecţia sporită (erhöhte Sicherheit) obţinute printr-o simplă sporire a calităţilor electrice interne ale aparatajului capsulat, sau echipamentele ventilate sub presiune cu aer proaspăt sau gaz inert (Schutzart Fremdbelüftung).

Numărul limitat de echipamente electrice realizate în execuţie antiexplozivă, ca varietate de tipodimensiuni, determină şi anumite limite în privinţa performanţelor obţinute de acţionările electrice. Astfel, devine imposibilă reglarea turaţiei în trepte sau în mod continuu, dispare posibilitatea de obţinere a microvitezelor pe cale electrică şi nu este posibilă realizarea sincronizării motoarelor. La aceste dezavantaje se adaugă costul ridicat şi greutatea majoră faţă de echipamentele electrice în execuţie normală.

Dacă în privinţa echipamentelor electrice antideflagrante problema este suficient de conturată atît în privinţa mediului în care pot fi utilizate, garanţia fiind dată de firma furnizoare, cît şi în privinţa performanţelor pe care se poate conta, conform datelor din prospecte, situaţia este cu totul diferită în domeniul mecanismelor destinate să funcţioneze în mediu exploziv. În această privinţă nu aduc precizări suficiente nici actele normative din străinătate, nici materialul tehnic documentar de care se dispune în prezent.

În principiu ar trebui ca proprietăţile mediului, respectiv grupa de aprindere şi clasa de explozie, să determine univoc măsurile constructive obligatorii la proiectarea şi realizarea mecanismelor. Ar fi raţional ca varietatea soluţiilor constructive să fie cît mai restrînsă şi fiecare variantă constructivă să fie bazată pe un număr minim de măsuri obligatorii, acoperind un domeniu cît mai larg de medii cu pericol de explozie.

Din analiza realizărilor diverselor firme furnizoare străine se conturează două variante constructive principale, fiecare avînd un anumit domeniu de utilizare. Una dintre aceste variante se limitează în principiu la utilizarea echipamentului electric antideflagrant şi la execuţia corespunzătoare a instalaţiilor electrice în ansamblu (cabluri protejate, cutii de joncţiune perfect etanşe, intrări de cabluri în conformitate cu prescripţiile VDE sau alte norme echivalente). Mecanismele cu toate elementele componente (frîne, roţi de rulare, reductoare) rămîn în execuţie normală. Singurele măsuri luate la partea mecanică în această variantă constructivă sînt vitezele mai reduse la toate mecanismele şi eliminarea reglărilor de viteză sau a microvitezelor, fapt impus de altfel de caracteristicile echipamentelor electrice antideflagrante bazate pe motoare cu rotor în scurtcircuit comandate prin butoane.

În cazuri speciale, pentru medii cu pericol deosebit, cum ar fi cele corespunzătoare grupelor de aprindere $G_3 - G_5$ sau clasei de explozie IV după STAS 6789—63, şi pentru instalaţii cu un mare grad de răspundere, se realizează construcţii de poduri rulante şi macarale concepute cu maximum de măsuri de protecţie, pe lîngă echipamentul electric corespunzător mediului respectiv. De remarcat că, în asemenea cazuri, se renunţă frecvent la acţionarea electrică, înlocuindu-se cu acţionarea pneumatică, aceasta părînd a fi mai avantajoasă sub aspectul diminuării riscurilor posibile.

Existenţa celor două variante constructive sau mai exact a două tendinţe distincte în concepţia maşinilor de ridicat şi transportat antiexplozive, în funcţie de periculozitatea mediilor şi de importanţa instalaţiilor deservite, este confirmată de o serie de exemple din ţara noastră şi din străinătate.

Astfel, la Combinatul chimic Craiova sînt utilizate poduri rulante în execuţie antiexplozivă, importate din U.R.S.S., produse de uzina PTO Lenin din Harkov. De exemplu, în cadrul fabricii de amoniac — hala compresoare, funcţionează un pod rulant la 30/5 tf cu 28,5 m deschidere, regim de funcţionare uşor. Execuţia mecanismelor este normală, identică în privinţa soluţiilor cu cea a podurilor rulante de uz general. Vitezele de translaţie sînt reduse faţă de cele uzuale cu circa 50% (translaţie cărucior 13,5 m/min şi translaţie pod 37,5 m/min). Echipamentul electric este antideflagrant, corespunzător amestecurilor explozive VIA după normele sovietice în care se încadrează amoniacul, metanul, acidul acetic, dicloretanul şi alte substanţe corespunzătoare, după STAS 6789—63, grupei de aprindere G_1 şi claselor de explozie I—II. Comanda mecanismelor se face prin butoane, tensiunea circuitelor de comandă fiind 36 V.

În cadrul aceluiaşi combinat chimic funcţionează şi alte poduri cu parametri diferiţi, dar identice în privinţa soluţiilor constructive şi a provenienţei. Printre acestea se numără podul rulant de la fabrica de amoniac — hala de sinteză de 20/5 tf cu 16,5 m deschidere.

Faptul că pentru anumite categorii de medii explozive, de obicei caracterizate prin temperatura de aprindere ridicată peste 450°C, şi pentru instalaţii pînă la un anumit grad de răspundere nu se iau măsuri constructive speciale în concepţia mecanismelor este confirmat şi de o informaţie oficială, de altfel cam vagă, provenită din partea firmei franceze ATLAS-COPCO din Franconville. Din informaţia primită de la această firmă rezultă în esenţă că problema frecărilor metal pe metal în construcţia de mecanisme antiexplozive este tratată în funcţie de clasificarea mediilor cu pericol de explozie şi că în Franţa, pentru anumite medii, aceste frecări nu sînt interzise. Numai în cazuri speciale se recurge la utilizarea bronzurilor de aluminiu pentru role de ghidaj, pinioane de atac etc.

Informaţii similare provin de la Institutul fizico-tehnic din Braunschweig — R.F.G., care consideră că producerea scînteilor prin şocuri sau frecări de piese oţel pe oţel necesită energii mari de lovire şi probabilitatea producerii lor este în consecinţă redusă.

Acest punct de vedere este confirmat şi de discuţiile recente purtate cu reprezentanţii firmelor DEMAG şi MAN din R.F.G., firme care livrează poduri rulante în execuţie antiexplozivă prevăzute doar cu echipament electric antideflagrant conform normelor VDE, fără a se lua măsuri constructive speciale la mecanisme.

Sînt însă şi situaţii cînd natura mediului exploziv şi gravitatea urmărilor unui eventual accident duc la conceperea unor soluţii constructive care să ofere maximum posibil de siguranţă, făcîndu-se abstracţie de costul utilajului şi de limitările parametrilor tehnici. În această ordine de idei poate fi amintit cazul centrului de cercetări nucleare de la Geneva, unde sînt utilizate două poduri rulante de 30 tf cu 10,4 m deschidere, care lucrează cuplat pentru manipularea unor sarcini de 60 tf. Aceste poduri funcţionează în atmosferă de hidrogen şi măsurile constructive luate urmăresc să elimine orice posibilitate de producere a scînteilor, păstrîndu-se în acelaşi timp vitezele normale şi supleţea comenzilor. Pentru acţionarea mecanismelor sînt utilizate motoare speciale cu aer comprimat, comandate de asemenea pneumatic. Sistemul de frînare hidraulic oferă siguranţă maximă la mişcarea de coborîre. Translaţiile sînt acţionate prin cremaliere tăiate în şine, după brevetul Réel, pinionul de atac fiind din bronz. La realizarea acestor utilaje speciale au colaborat ani de zile mai multe firme cu renume în domeniul construcţiilor de maşini şi instalaţii, printre care şi Westinghouse pentru telecomanda pneumatică, dar amănunte cu privire la soluţiile folosite nu sînt cunoscute.

În general, toate măsurile constructive preconizate la utilaje de mare răspundere care lucrează în medii cu periculozitate deosebită urmăresc eliminarea pe cît posibil mai completă a factorilor care constituie amorse de explozii şi în special a încălzirilor locale peste o anumită temperatură sau producerea scînteilor.

Aspecte ale reglementărilor necesare

Oricît de extinse și de complexe ar fi măsurile constructive luate pentru un anumit utilaj în execuție antiexplozivă, pericolul de accidente nu poate fi eliminat complet, motivele fiind specifice fiecărui caz în parte. Din această cauză, este absolut necesar ca beneficiarul utilajului și proiectantul general să analizeze în ansamblu situația secției sau atelierului pentru care se comandă un utilaj în execuție antiexplozivă.

Prima problemă care trebuie studiată și elucidată complet este posibilitatea de eliminare totală a pericolului prin prevederea unei instalații de aerisire și ventilație forțată, dimensionată corespunzător. În cazul rezolvării adecvate a ventilației, dispare necesitatea unor utilaje costisitoare, cu performanțe tehnice reduse și care nu oferă siguranță deplină chiar în cazul prevederii unui riguros complex de măsuri, bazat pe instrucțiuni clare de proiectare, execuție, întreținere și exploatare.

Dacă nu poate fi evitată folosirea utilajelor în execuție antiexplozivă se impune delimitarea univocă bazată pe date tehnice obiective și certe, a zonei în care există pericol de explozie. Orice exagerare în această privință duce la investiții mari nejustificate, iar subestimarea riscurilor poate avea ca urmare victime și pagube materiale.

Un alt aspect al problemei îl constituie necesitatea de a trata cu același grad de atenție toate utilajele și instalațiile care intră în dotarea zonei cu pericol de explozie. O singură omisiune în stabilirea gradului de protecție pentru unul din utilajele sau aparatele care funcționează în incinta respectivă poate anula efectul tuturor investigațiilor făcute pentru restul instalațiilor și utilajelor.

Avînd în vedere însă relativitatea siguranței ce poate fi realizată prin utilaje în execuție antiex, precum și pericolul permanent datorit unei cît de mici neatenții din partea personalului de deservire, se consideră absolut necesară dotarea incintelor în care se produc gaze sau materii explozive cu analizoare speciale care, la atingerea unui grad limită de concentrație încă nepericuloasă, intervin prin semnalizări acustice sau optice și chiar întrerup circuitele electrice de forță și comandă.

Necesitatea de a se analiza temeinic întregul ansamblu de utilaje și instalații dintr-o zonă presupusă cu pericol de explozie rezultă din multe cazuri practice care confirmă existența unor erori, inconsecvențe și ezitări în tratarea problemei utilajelor antiexplozive.

Un astfel de caz care ilustrează incertitudinea în domeniul utilajelor antiexplozive este de exemplu cel al unei macarale capră cu graifăr de 8 tf cu 32 m deschidere, pentru o instalație de cossare petrolieră, destinată exportului. Tema de proiectare emisă de proiectantul general al instalației prevede execuția antiexplozivă integrală pentru acest utilaj care lucra în aer liber. Macaraua fiind însă prevăzută cu graifăr, însuși principiul funcțional nu permite eliminarea scînteilor, deoarece înfigerea graifărului în material cu viteză de coborîre mare, procesele de frînare, închidere și deschidere a graifărului constituie amorse inevitabile de scîntei. După lungi tratative s-a clarificat faptul că beneficiarul extern nu necesită decît echipament electric antiexploziv pînă la o anumită înălțime de la calea de rulare, deoarece macaraua traversează o zonă din vecinătatea cuptoarelor, unde incidental, pînă la cota respectivă pot lua naștere concentrații periculoase de gaz.

Un alt caz similar a fost generat de solicitarea proiectantului general de a realiza în execuție antiexplozivă un pod rulant electric, monogrindă de 5 tf — 17 m destinat deservirii unei modelări unde atmosfera conținea praf de lemn în suspensie. Ca și în cazul precedent, s-a acceptat în final, ca măsură de protecție, numai utilizarea unui echipament electric capsulat contra pătrunderii prafului. De menționat că în aceeași hală se găseau și alte utilaje în execuție normală, deci chiar în cazul existenței unui pericol real de explozie, problema nu era soluționată prin măsuri luate numai la podul rulant.

Cazuri cînd utilaje cu diferite grade de protecție, bazate pe diverse concepții, lucrează în aceeași încăpere, în condiții identice sub aspectul periculozității mediului, se mai găsesc în industrie și pot constitui incidental, datorită unui concurs nefavorabil de împrejurări, pericole grave. De exemplu, în sălile de aparate și mecanisme pentru reglarea încălzirii bateriilor de cocsificare de la uzinele cocsochimice, numărul mare de aparate electrice, existența unor mecanisme de reglaj și instalații de semnalizare, creează în aceste săli multiple surse posibile de scîntei. Unele dintre aceste echipamente sînt în execuția antiexplozivă, altele în execuție normală, iar o parte din aparatele de măsură și control sînt grupate pe dulapuri metalice ventilate interior. Sub planșeul acestor săli care prezintă numeroase deschideri pentru trecerea cablurilor de tracțiune, a conductelor de impuls și a diverselor instalații auxiliare, sînt amplasate conductele magistrale pentru gazul de cocs și de furnal, existînd posibilitatea ca în sălile respective să apară accidental concentrații periculoase de gaz.

Numai din aceste cîteva exemple rezultă evident că execuția antiexplozivă oricît de riguroasă a unui utilaj nu rezolvă securitatea unei hale sau unei secții în ansamblu, aceasta trebuind studiată ca o problemă complexă, stabilindu-se totalitatea măsurilor și condițiilor necesare unei exploatări fără pericol.

Concluzii. Din analiza sumară a execuției antiexplozive în domeniul mașinilor de ridicat și transportat, rezultă în mod firesc întrebarea dacă este rentabilă și necesară asimilarea în țară a unor asemenea utilaje. Chiar dacă numărul de poduri rulante și diverse mașini de transportat în soluție antiexplozivă solicitate de diverși beneficiari nu este mare, ținînd seama însă de costul lor ridicat, s-ar părea la prima vedere rațională evitarea importului în scopul economiei valutare. În plus, importul de poduri rulante și mașini de transport uzinal în execuție antiexplozivă de la firme diferite, bazate pe normele diverselor țări, cauzează greutăți pentru întreținere și exploatare. În orice caz, pe linie de protecția muncii, aceasta nu poate fi soluția optimă, datorită neconcordanțelor între standardele naționale și actele normative specifice fiecărui stat. În cazul importului se complică supravegherea tehnică și posibilitatea unei reglementări pe plan intern a modului și condițiilor de exploatare a utilajelor de proveniențe diferite.

Trecerea la fabricația în țară a mașinilor de ridicat și transportat în execuție antiexplozivă necesită însă cîteva etape premergătoare obligatorii, care condiționează rezultatele atît din punct de vedere tehnico-economic, cît și din punctul de vedere al protecției muncii.

Principala concluzie desprinsă din cercetările întreprinse pînă în prezent este că absența oricărei reglementări legale în domeniul proiectării, întreținerii și exploatării mașinilor de ridicat și transportat antiexplozive ar constitui o piedică în amorsarea problemei. Primul pas necesar este, în consecință, elaborarea unor norme specifice de proiectare, de întreținere și de exploatare, care să fie avizate de un for competent cu participarea specialiștilor din toate domeniile interesate (construcții de mașini, chimie, industria electrotehnică, MAI-PCI și organele pentru protecția muncii). Totodată ar fi necesar să se introducă prevederi suplimentare, corelate cu aceste norme, în instrucțiunile tehnice ISCIR-R1-66, privitor mai ales la obligațiile beneficiarilor și proiectanților generali de a defini clar mediul în care lucrează utilajul și de a prescrie în consecință, cu toată răspunderea, gradul de protecție solicitat.

O altă concluzie importantă se referă la faptul că gradul de siguranță pretins utilajelor în soluție antiexplozivă influențează într-o mare măsură prețul utilajului și performanțele sale tehnice. Apare deci necesitatea de a se stabili cît mai exact posibil limita pînă la care trebuie mers cu măsurile constructive de evitare a pericolului de explozie. Sînt deci necesare investigații amănunțite în străinătate, paralel cu cercetări în țară, amenajîndu-se eventual în acest scop stațiuni experimentale similare celei de securitate minieră de la Petroșani.

După unele păreri, pentru început ar trebui poate mers pe linia realizării maximului de securitate posibil, făcîndu-se abstracție de implicațiile tehnico-economice și reducîndu-se apoi treptat pretențiile, pe măsura acumulării de experiență și de informații proprii și din străinătate.

Pentru analiza integrală a problemei este necesară și amorsarea unor studii tehnico-economice pentru asimilarea fabricării în țară a echipamentului electric necesar podurilor rulante și mașinilor de transport uzinal în execuție antiexplozivă. Pe baza acestor studii se va putea stabili dacă este posibilă și economică asimilarea echipamentului electric sau este mai indicată importarea lui.

În privința posibilităților tehnologice de uzinare, se consideră că industria noastră constructoare de mașini, care produce locomotive miniere și echipamente electrice antigrizutoase de mină, ar fi în măsură să asimileze fabricația mașinilor de ridicat și transportat în execuție antiexplozivă pentru orice medii și într-o gamă corespunzătoare necesităților beneficiarilor interni, precum și eventual pentru export.

În orice caz, din datele cunoscute se pare că problema cercetării și execuției mașinilor de ridicat și de transport uzinal în soluție antiex, este în stare incipientă pe plan mondial. Această concluzie se bazează, pe de o parte, pe lipsa generală a unor reglementări oficiale complete și univoce, a căror necesitate este totuși evidentă avînd în vedere pericolul de explozie cu toate consecințele sale materiale și sociale, iar pe de altă parte, lipsa unor materiale tehnice și comerciale (prospecte, cataloage, oferte etc.) din partea celor mai mari firme de specialitate din străinătate, pe baza cărora să se poată garanta obținerea unor mașini de ridicat în soluție antiex valabile în cele mai grele condiții posibile.

Probabil că imaginarea unor soluții constructive care să răspundă celor mai mari exigențe este posibilă, dar costul exagerat și viabilitatea lor în contextul intervenției deocamdată inevitabile a neglijenței omului amînă încă rezolvarea industrială.

Apare deci ca necesară analizarea temeinică și multilaterală a problemei antiex în domeniul mașinilor de ridicat și de transport uzinal înainte de a hotărî amorsarea ei în țara noastră, deoarece s-ar putea să fie mai economică, mai sigură și deci mai indicată din punct de vedere industrial rezolvarea problemei pe o altă cale, ca de exemplu eliminarea pericolului de explozie prin ventilarea forțată și permanentă a incintelor respective, precum și controlul permanent al concentrației gazului periculos din aer în vederea evitării depășirii limitei admisibile.

CZ 621.791.001.24 : 620.178.3

hozzájárulás egybekötés hegesztés

Contribuţii la calculul îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice şi la oboseală, simple şi compuse

Prof. dr. ing. N. G. POPINCEANU şi ing. V. MERTICARU *

Îmbinările sudate tind să înlocuiască din ce în ce mai mult celelalte tipuri de îmbinări nedemontabile. Literatura de specialitate prezintă numeroase cercetări cu rezultate remarcabile mai ales în domeniul tehnologiei sudării, al perfecţionării procedeelor şi al descoperirii de noi procedee de sudare, în scopul aplicării acestor îmbinări la cît mai multe materiale şi în cît mai multe domenii.

Utilizarea îmbinărilor sudate în general şi în construcţia de maşini în special reclamă numeroase încercări mecanice de rezistenţă şi mai ales încercări la oboseală.

Literatura de specialitate prezintă rezultate mai ales în ce priveşte comportarea la oboseală la solicitări simple de tracţiune şi încovoiere [2], [3], [4], [7], [9], la oţeluri bine sudabile, utilizate în construcţii metalice, oţeluri de tipul St 37 (DIN 17100) şi chiar pentru St 52, echivalente cu oţelurile româneşti OL 38 respectiv OLX 52 ; se remarcă însă mai puţine cercetări în ce priveşte comportarea la oboseală la solicitări compuse a îmbinărilor sudate.

Rezultatele încercărilor la oboseală sînt încă insuficiente pentru a putea servi ca bază pentru o metodă sigură şi unitară de calcul la oboseală atît la solicitări simple, cît mai ales la solicitări compuse; chiar la solicitări statice compuse încă nu s-a putut concretiza o relaţie general valabilă.

În cele ce urmează se arată nivelul actual în ce priveşte calculul îmbinărilor sudate la solicitări statice şi la oboseală, se dau rezultatele unor încercări la oboseală la solicitări simple de încovoiere, de răsucire şi la solicitări compuse de încovoiere cu răsucire, pe epruvete sudate cap la cap; pe baza rezultatelor acestor încercări se fac recomandări pentru calcul.

În general, se constată şi se consideră că rezistenţa cusăturii sudate şi a zonei de trecere de la cusătură la materialul de bază este mai mică decît rezistenţa materialului de bază.

Atît la solicitări statice cît şi la solicitări la oboseală, pentru calculul îmbinărilor sudate, în general, s-a convenit să se compare tensiunea efectivă ρ_s sau echivalentă σ_{es} din cusătură sau din zona de trecere cu tensiunea admisibilă la tracţiune a materialului de bază, înmulţită cu coeficienţii de slăbire.

Solicitări statice. Pentru verificarea la rezistenţă a îmbinării sudate se utilizează relaţia :

$$\rho_s \leqslant \rho_{as} = V_1 \cdot V_{2st} \cdot \sigma_{at} = V_1 \cdot V_{2st} \cdot \frac{\sigma_c}{c} \qquad (1)$$

în care :

V_1 reprezintă un coeficient de slăbire dependent de calitatea sudurii ;

V_{2st} — coeficient de slăbire la solicitări statice, dependent de forma cusăturii şi de natura tensiunii din cusătură ;

σ_c — limita de curgere la tracţiune a materialului de bază ;

c — coeficient de siguranţă ;

ρ_{as} — rezistenţa admisibilă a sudurii ;

ρ_s — tensiunea efectivă din cusătură, care la solicitări simple poate fi tensiune normală σ_s sau tangenţială τ_s ; la solicitări compuse, ρ_s este exprimat prin una din următoarele patru relaţii :

$$\rho_s = \sigma_{es} = \frac{\sigma_s}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_s^2 + 4\tau_s^2}, \qquad (2)$$

$$\rho_s = \sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_s^2}, \qquad (3)$$

$$\rho_s = \sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + \tau_s^2}, \qquad (4)$$

$$\tau_s = \sigma_{es} = \sqrt{\sigma_s^2 + \lambda\tau_s^2}. \qquad (5)$$

Relaţiile (2) şi (3) sînt utilizate de P. Schimpke şi H. A. Horn [12], relaţia (4) de G. Niemann [8], iar relaţia (5) de A. Neumann [7] care pe bază de încercări recomandă pentru unele îmbinări $\lambda = 1{,}7$.

În relaţiile (2) — (5), prin σ_{es} se înţelege tensiunea echivalentă din cusătură, iar σ_s şi τ_s sînt tensiunile efective normale respectiv tangenţiale din cusătura sudată.

Solicitări la oboseală. În calculul la oboseală a îmbinărilor sudate, pe lîngă relaţii de calcul diferite se utilizează şi metode de calcul diferite ; astfel, în literatura de specialitate se profilează trei metode.

Metoda comparării amplitudinii tensiunilor expusă de G. Niemann [8] are la bază relaţiile :

$$\rho_{vs} \leqslant V_1 \cdot V_2 \cdot \frac{\sigma_{vL}}{c}, \qquad (6)$$

pentru solicitări simple,

---

* Prof. dr. ing. *N. G. Popinceanu* este profesor la Institutul politehnic Iaşi, Catedra organe de maşini, iar ing. *V. Merticaru* este şef de lucrări la aceeaşi catedră.

şi

$$\rho_{vs} = \sigma_{v_{es}} = \sqrt{\sigma^2_{v_s} + \tau^2_{v_e}} \leqslant V_1 \cdot V_2 \cdot \frac{\sigma_{vL}}{c} \quad (7)$$

pentru solicitări compuse.

În relaţiile (6) şi (7) s-a notat:

ρ_{v_s} este amplitudinea tensiunii efective din cusătură care la solicitări simple (6) poate fi normală σ_{v_s} sau tangenţială τ_{v_s}, iar la solicitări compuse (7) $\rho_{v_s} = \sigma_{v_{es}}$ amplitudinea tensiunii echivalente din cusătură; în relaţia (7) prin σ_{v_s} şi τ_{v_e} se înţeleg amplitudinile tensiunilor efective normale respectiv tangenţiale din cusătură (fig. 1);

σ_{vL} — amplitudinea tensiunii limită a materialului de bază la ciclul considerat; la această metodă se compară în general cicluri cu ρ_m = constant;

v_1 — coeficient de slăbire dependent de calitatea sudurii;

v_2 — coeficient de slăbire dependent de natura tensiunii din cusătură, de tipul cusăturii (cap la cap sau de colţ) şi de modul de prelucrare a suprafeţei cusăturii;

c — coeficient de siguranţă pentru îmbinări sudate.

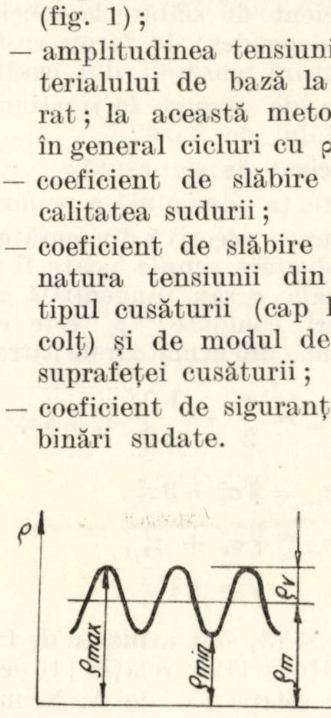


Fig. 1

Valori numerice pentru v_1, v_2 şi c sînt indicate în lucrările [10], [12].

Este necesar să se mai facă şi o verificare faţă de limita de curgere cu relaţia $\rho_{max_s} \leqslant V_1 \cdot V_{2st} \cdot \frac{\sigma_c}{c}$, în care σ_c este limita de curgere a materialului de bază.

În cadrul metodei comparării tensiunilor maxime [10], [11], [12], [13], [14], pentru solicitări simple se utilizează relaţia:

$$\rho_{max_s} \leqslant \rho_{max_{as}} = V_1 V_2 V_3 V_4 V_5 \ldots \frac{\sigma_{maxL}}{c}, \quad (8)$$

iar la solicitări compuse [12] relaţia:

$$\rho_{max_s} = \\ = \sigma_{max_{es}} \sqrt{\sigma^2_{max_s} + \sigma_{max_s}} \leqslant V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5 \frac{\sigma_{maxL}}{c}. \quad (9)$$

Atît la solicitări simple cît şi la solicitări compuse este necesară de asemenea o verificare faţă de limita de curgere a materialului de bază cu relaţia:

$$\rho_{max_s} \leqslant V_1 \cdot V_{2st} \frac{\sigma_c}{c}. \quad (10)$$

Pentru solicitări compuse A. Neumann [7] propune o relaţie de forma:

$$\rho_{max_c} = \sigma_{max_{es}} = \sqrt{\sigma^2_{max_2} + \lambda \tau^2_{max_s}} \quad (11)$$

analogă cu relaţia (5) de la solicitări statice fără însă să recomande valori pentru λ.

În relaţiile (8), (9), (10) şi (11) s-a notat:

σ_{maxL} — tensiunea limită (rezistenţa) la oboseală pentru tracţiune, a materialului de bază la ciclul considerat; la această metodă se recomandă compararea ciclurilor cu acelaşi coeficient de asimetrie adică cu $\frac{\rho_v}{\rho_m}$ = const;

$\rho_{max_s} = \rho_{m_s} + \rho_{v_s}$ — tensiunea (fig. 1) maximă efectivă din cusătură care în relaţiile (8) şi (10) poate fi normală sau tangenţială, iar în relaţiile (9) şi (11) este tensiune echivalentă maximă ($\sigma_{max_{es}}$) din cusătură;

σ_{max_s}, τ_{max_s} — din relaţiile (9) şi (11) — tensiuni maxime efective, normală, respectiv tangenţială din cusătură;

c — coeficient de siguranţă pentru îmbinări sudate;

v_1, v_2, v_{2st} — coeficienţi de slăbire cu aceeaşi semnificaţie ca şi mai sus, iar v_3, v_4, v_5 sînt coeficienţi de slăbire care arată respectiv influenţa dimensiunii, a tensiunilor remanente şi a materialului.

Valori numerice pentru c, v_1, v_2, v_{2st}, v_3, v_4, v_5 sînt indicate în lucrările amintite [8], [10], [12]; valorile numerice pentru v_3, v_4 şi

v_5 sînt încă insuficiente și de aceea se lucrează în calcule și la această metodă tot numai cu v_1 și v_2, în v_2 fiind incluse și influențele ce caracterizează pe v_3, v_4 și v_5. La solicitări de oboseală $v_1 = 1$ deoarece se utilizează numai suduri de calitate superioară [8], [10].

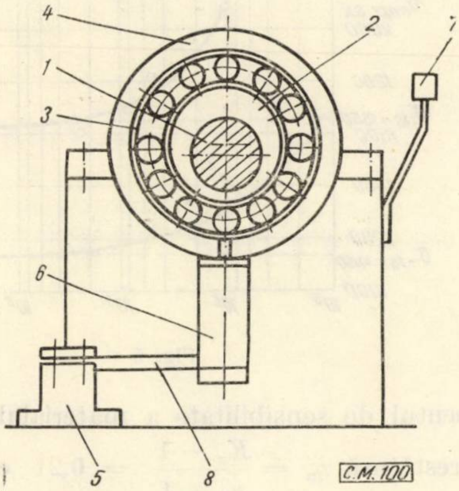


Fig. 2 a

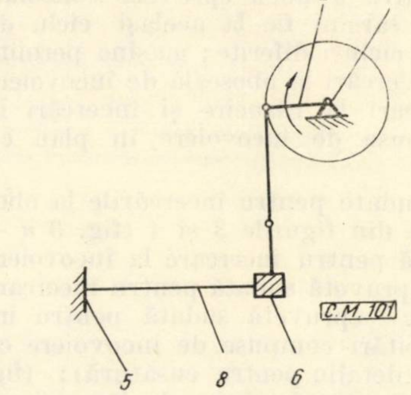


Fig. 2 b

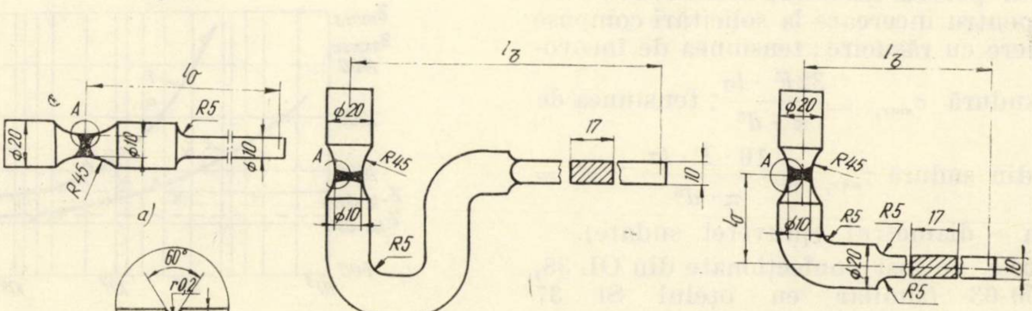


Fig. 3

Metoda coeficientului de reducere a rezistențelor admisibile recomandată de S. V. Serensen [13] pentru construcții metalice este puțin utilizată și are la bază relația:

$$\rho_{max_s} \leqslant \gamma \cdot V_1 \cdot V_{2st} \cdot \frac{\sigma_c}{c}, \qquad (12)$$

în care γ este un coeficient de reducere.

Din cele relatate se constată că la solicitări statice compuse se utilizează patru relații diferite și anume relațiile (2), (3), (4) și (5), iar la solicitări la oboseală trei metode cu relații diferite (6)—(12).

Examinînd relațiile (9) și (11), care sînt de aceeași formă (dar în relația (9) $\lambda = 1$), se pot pune următoarele probleme: are în adevăr λ valori constante pentru oricare valori ale lui τ_{max_s} și σ_{max_s}? ce se întîmplă dacă tensiunile normale și tangențiale din cusătură nu variază după același ciclu ci după cicluri diferite ș cum țin seamă relațiile de tip (9) și (11) de aceasta?; nu poate exista o relație de calcul la solicitări compuse la oboseală care să aibă valabilitate generală indiferent de natura ciclului după care variază tensiunile normale sau tangențiale (de exemplu, unul este simetric și altul oscilant sau unul este oscilant și altul constant etc.)?

Pentru a răspunde la aceste întrebări s-au făcut unele încercări la oboseală la solicitări simple și compuse așa cum se arată mai jos și pe baza lor se propune o relație unitară de calcul.

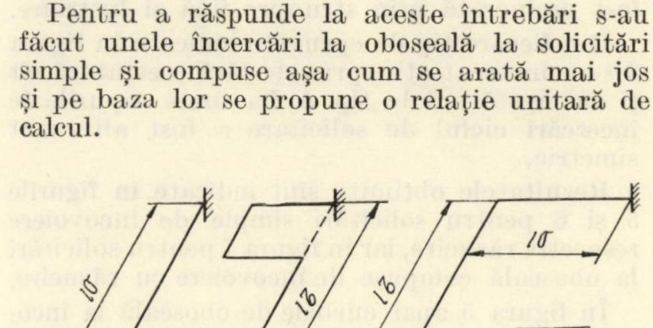


Fig. 4

Cercetări experimentale. Încercările au fost executate pe o mașină de încercat la oboseală a cărei schemă se vede în figura 2 (fig. 2*a* — principiul constructiv, 2*b* — schema de lucru; *1* — arbore principal al mașinii; *2* — excentric, *3* — rulment, *4* — inel; *5*, *6* — dispozitive de prindere a epruvetei; *7* — numărător de cicluri; *8* — epruvetă de încercat).

Pe arborele *1* al mașinii de încercat sînt montate nouă excentrice astfel încît mașina permite încercarea a nouă epruvete concomitent la diverse sarcini fie la același ciclu de solicitare fie la cicluri diferite; mașina permite de asemenea încercări la oboseală de încovoiere în plan, încercări la răsucire și încercări la solicitări compuse de încovoiere în plan cu răsucire.

Epruvetele sudate pentru încercările la oboseală au forma din figurile 3 și 4 (fig. 3 *a* — epruvetă sudată pentru încercare la încovoiere în plan, 3 *b* — epruvetă sudată pentru încercare la răsucire, 3 *c* — epruvetă sudată pentru încercare la solicitări compuse de încovoiere cu răsucire, *A* — detaliu pentru cusătură); (fig. 4 *a* — epruvetă pentru încercare la încovoiere; 4 *b* epruvetă pentru încercare la răsucire; 4 *c* — epruvetă pentru încercare la solicitări compuse de încovoiere cu răsucire; tensiunea de încovoiere din sudură $\sigma_{max_s} = \dfrac{32F \cdot l\sigma}{\pi \cdot d^3}$; tensiunea de răsucire din sudură $\tau_{max_s} = \dfrac{16 \cdot F \cdot l\tau}{\pi \cdot d^3}$; $d = 10$ mm — diametrul epruvetei sudate).

Epruvetele au fost confecționate din OL 38, STAS 500-63 (similar cu oțelul St 37 (DIN 17100); sudurile au fost executate cu electrozi EL 42A, STAS 1125-64 (similari cu E42, GOST 2532-51).

S-au luat în considerare numai epruvetele cu suduri fără defecte remarcabile.

După sudare epruvetele au fost tratate termic pentru detensionare, iar suprafața sudurii a fost prelucrată prin strunjire fină și lustruire.

Din fiecare tip de epruvete indicate în figura 3 s-au încercat atît epruvete fără crestătură cît și cu crestătură de tip A. La toate tipurile de încercări ciclul de solicitare a fost alternant simetric.

Rezultatele obținute sînt indicate în figurile 5 și 6 pentru solicitări simple de încovoiere respectiv răsucire, iar în figura 7 pentru solicitări la oboseală compuse de încovoiere cu răsucire.

În figura 5 apar curbele de oboseală la încovoiere în plan, ciclu alternant simetric, pentru epruvetele din figura 3, *a*. N — reprezintă numărul de cicluri la solicitare; $\sigma_{1_s} = 1\ 650$ kgf/cm² — rezistența la oboseală, epruvetă fără crestătură — $N > 10^7$ cicluri; $\sigma_{sK1} = 1\ 160$ kgf/cm² — rezistența la oboseală, epruvetă cu crestătură, $N > 10^7$ cicluri. Curba *1* corespunde epruvetei fără crestătură, iar curba *2* pentru epruveta cu crestătură; coeficientul de concentrare a tensiunilor este $K_\sigma = \dfrac{\sigma - 1s}{\sigma - 1sK} = 1{,}42$, iar coeficientul de sensibilitate a materialului față de crestătură $\eta_\sigma = \dfrac{K_\sigma - 1}{\alpha_K - 1} = 0{,}21$ cu $\alpha_K = 3$ pentru crestătură de tip A, figura 3 [1]; pentru materialul de bază $K_\sigma = 1{,}7$, $\eta_\sigma = 0{,}35$ [11].

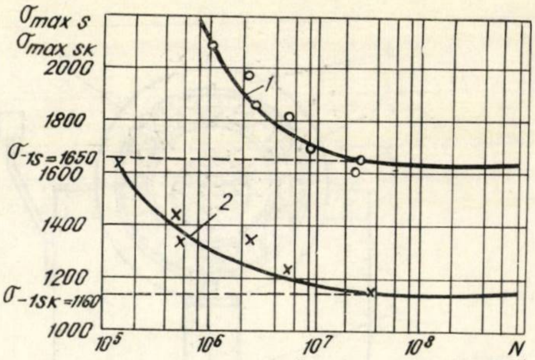


Fig. 5

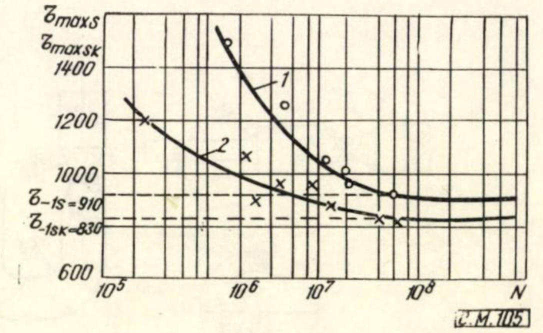


Fig. 6

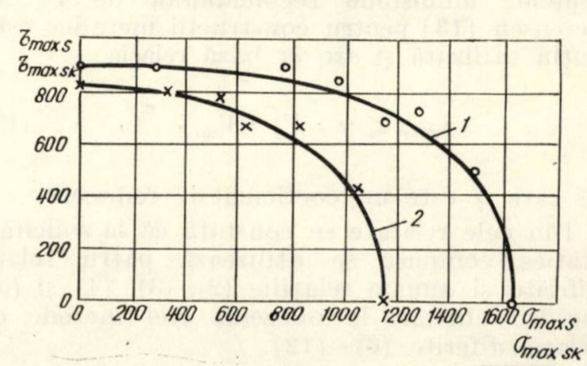


Fig. 7

În figura 6 apar curbele de oboseală la răsucire, ciclu alternant simetric, pentru epruvete ca în figura 3, *b*. N — reprezintă numărul de cicluri de solicitare; $\tau_{1-s} = 910$ kgf/cm² — rezistenţa la oboseală pentru epruvetă fără crestătură; $\tau_{-1s}K = 830$ kgf/cm² — rezistenţa la oboseală pentru epruvete cu crestătură. Curba *1* corespunde epruvetei fără crestătură, iar curba *2* celei cu crestătură. Coeficientul de concentrare a tensiunilor este $K_\tau = \frac{\tau_{-1s}}{\tau_{-1sk}} = 1{,}09$, iar coeficientul de sensibilitate a materialului faţă de crestătură $\eta_\tau = \frac{K_\tau - 1}{\alpha_{k\tau} - 1} = 0{,}072$ cu $\alpha_{k\tau} = 2{,}25$, pentru crestătură de tip A, figura 3 [1]; pentru materialul de bază $K\tau = 1{,}3$, $\eta_\tau = 0{,}24$ [11].

În figura 7 apar curbele rezultate din încercările la oboseală la solicitări compuse de încovoiere cu răsucire, pentru epruvete ca în figura 3 *c*; atît tensiunile de încovoiere cît şi cele de răsucire variază după ciclul alternant simetric (*1* — curba limită pentru epruvete necrestate, *2* — curba limită pentru epruvete cu crestătură de tip A fig. 3).

Din examinarea figurilor 5 şi 6 se constată că coeficienţii de concentrare a tensiunilor K_σ şi K_τ şi coeficienţii de sensibilitate a materialului faţă de crestătură η_σ şi η_τ sînt mai mici faţă de cei pentru materialul de bază, lucru de aşteptat, avînd în vedere structura materialului depus prin sudare.

Dacă se scrie relaţia (11) pe curba limită din figura 7 se obţine:

$$\sqrt{\sigma^2_{max_s} + \lambda \sigma^2_{max_s}} = \sigma_{1s},$$

de unde:

$$\lambda = \frac{\sigma^2_{-1s} - \sigma^2_{max_s}}{\tau^2_{max_s}}$$

pentru epruvete necrestate şi:

$$\lambda_K = \frac{\sigma^2_{-1SK} - \sigma^2_{max_{SK}}}{\tau^2_{max_{sK}}},$$

pentru epruvete crestate.

În tabelele 1 şi 2 se dau valorile lui λ şi λ_K astfel determinate, pentru diverse rapoarte $\frac{\tau_{max_s}}{\sigma_{max_s}}$ şi respectiv $\frac{\tau_{max_{sK}}}{\sigma_{max_{sK}}}$, rapoarte ce caracterizează punctele curbelor limită (fig. 7), obţinute prin încercări (tabela 1 pentru epruvete necrestate, iar tabela 2 pentru epruvete crestate).

Din tabelele 1 şi 2 se vede că λ şi λ_k au valori diferite şi nu o valoare constantă pentru diferite rapoarte $\frac{\tau_{max_s}}{\sigma_{max_s}}$ şi respectiv $\frac{\tau_{max_{sK}}}{\sigma_{max_{sK}}}$ şi deci utilizarea relaţiilor de tip (9) sau (11) pentru calculul la oboseală a îmbinărilor sudate la solicitări compuse nu este justificată.

Concluzii şi propuneri. Relaţia (1) pentru solicitări statice simple se poate scrie sub forma:

$$c_\rho = \frac{\sigma_c}{\rho_s \cdot \frac{1}{V_1 \cdot V_{2st}}} = \frac{\sigma_c}{\rho_s \cdot K\rho st} \tag{13}$$

unde:

$K\rho st = \frac{1}{V_1 \cdot V_{2st}}$ este un coeficient de slăbire pentru solicitări statice;

c_ρ — coeficient de siguranţă care poate fi c_σ sau c_τ după cum ρ_s este σ_s sau τ_s.

Adoptînd metoda corespunzătoare relaţiei (8) pentru solicitări simple la oboseală, relaţia se poate scrie sub forma:

$$c_\rho = \frac{\sigma_{maxL}}{\rho_{max_s} \cdot \frac{1}{V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5}} = \frac{\sigma_{maxL}}{\rho_{max_s} \cdot K_\rho}, \tag{14}$$

unde $K_\rho = \frac{1}{V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot V_4 \cdot V_5}$ este un coeficient de slăbire pentru solicitări variabile; c_ρ — un coeficient de siguranţă care poate fi c_σ sau c_τ după cum ρ_{max_s} este σ_{max_s} sau τ_{max_s}.

Tabela 1

τ_{mas}	σ_{max_s}	$\frac{\tau_{max_s}}{\sigma_{max_s}}$	
900	300	3	3,24
895	780	1,15	2,63
850	1 080	0,787	2,15
700	1 160	0,603	2,79
740	1 290	0,573	1,90
520	1 500	0,346	1,73

Tabela 2

$\tau_{max_{kK}}$	$\sigma_{max_{sK}}$	$\frac{\tau_{max_{sK}}}{\sigma_{max_{sK}}}$	λ_K
810	320	2,53	1,89
780	540	1,440	1,74
680	820	0,83	1,48
670	620	1,08	2,14
430	1 030	0,417	1,52

Prin utilizarea unei schematizări așa cum arată C. V. Serensen [13] relația (14) se poate scrie sub forma:

$$c_\rho = \frac{\sigma - 1t}{(\rho_{vs} + \psi_{\sigma t} \cdot \rho_{ms})\, K_\rho} \tag{15}$$

unde:

$\psi_{\sigma z} = \dfrac{2\sigma_{-1t} - \sigma_{0t}}{\sigma_{0t}}$ este coeficient de sensibilitate a materialului de bază față de asimetria ciclului;

σ_{-1t} — rezistența la oboseală de tracțiune ciclu alternant simetric a materialului de bază;

σ_{0t} — rezistența la oboseală de tracțiune ciclu pulsator a materialului de bază;

ρ_{vs} — amplitudinea tensiunii efective din cusătură sau zona de trecere, care poate fi σ_{vs} sau τ_{vs};

ρ_{ms} — tensiunea medie efectivă din cusătură sau zona de trecere, care poate fi σ_{ms} sau τ_{ms};

c_ρ — coeficient de siguranță care poate fi c_σ sau c_τ după cum ρ_{vs} și ρ_{ms} sînt tensiuni normale sau tangențiale.

Relațiile (3), (4), (5) pentru solicitări statice compuse și relațiile (9) și (11) pentru solicitări la oboseală compuse sînt toate relații de același tip însă cu valori diferite pentru λ.

În cazul utilizării acestor relații, coeficientul de siguranță se poate calcula cu relația $\dfrac{1}{c_\sigma^2} + \dfrac{1}{c_\tau^2} = \dfrac{1}{c^2}$,

sau:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}}, \tag{16}$$

unde c_τ și c_σ se calculează cu relația (13) pentru solicitări statice și cu relația (15) pentru solicitări la oboseală. Relația (16) este valabilă atît timp cît $\lambda \leqslant \dfrac{\sigma^2_{maxLS}}{\tau^2_{maxLS}}$; ea poate fi utilizată atît în cazul cînd tensiunile din cusătură variază după același ciclu cît și atunci cînd acestea variază după cicluri diferite.

În cazul încercărilor prezentate mai sus ciclul de solicitare a fost alternant simetric deci $\sigma_{maxLS} = \sigma_{-1s}$, $\tau_{maxLS} = \tau_{-1s}$ și $\dfrac{\sigma^2_{-1s}}{\tau^2_{-1s}} = \left(\dfrac{1\,650}{910}\right)^2 = 3{,}27$ la epruvetele fără crestătură, iar $\dfrac{\sigma^2_{-1s_K}}{\tau^2_{-1s_K}} = \left(\dfrac{1\,160}{830}\right)^2 = 1{,}93$ la cele cu crestătură.

In adevăr la solicitări statice $\sigma_s^2 + \lambda\tau_s^2 = \sigma_{es}^2$, $\dfrac{\sigma_s^2}{\sigma_c^2} + \lambda\dfrac{\tau_s^2}{\sigma_c^2} = \dfrac{\sigma_{es}^2}{\sigma_c^2}$ și cum $c_\sigma = \dfrac{\sigma_c}{\sigma_s}$, $c_\tau = \dfrac{\tau_c}{\tau_s}$, $c = \dfrac{\sigma_c}{\sigma_{es}}$, rezultă $\dfrac{1}{c_\sigma^2} + \dfrac{1}{c_\tau^2} = \dfrac{1}{c^2}$ dacă $\dfrac{\sigma_c^2}{\lambda} = \tau_c^2$;

la solicitări la oboseală $c_\sigma = \dfrac{\sigma_{maxLS}}{\sigma_{maxS}}$, $c_\tau = \dfrac{\tau_{maxLS}}{\tau_{maxS}}$, $\lambda = \dfrac{\sigma^2_{maxLS}}{\tau^2_{maxLS}}$.

Din tabelele 1 și 2 se vede că în cazul epruvetelor fără crestătură $\lambda < 3{,}27$, iar în cazul epruvetelor crestate $\lambda_K < 1{,}93$.

În concluzie, pentru verificarea la rezistență a îmbinărilor sudate se recomandă să se utilizeze:

— la solicitări statice simple relația (13);

— la solicitări simple la oboseală relația (15) cu verificare suplimentară față de limita de curgere a materialului de bază cu relația (13);

—la solicitări compuse relația (16) care poate fi utilizată atît în cazul cînd ciclurile după care variază tensiunile normale și cele tangențiale din cusătură sînt identice cît și în cazul cînd acestea sînt diferite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh.* Calculul de rezistență la solicitări variabile. București, Editura tehnică, 1963.

[2] *Burguignon, G.* La fatigue des assemblages soudés en acier. Revue de la Soudure-Belgia 19, nr. 3, 1963, p. 111—156 — Bruxelles.

[3] *Frost, E.* și *Denton, K.* The fatigue strength of butt-welded joints in low-aloy structural steels. În: British Welding Journal, 14, nr. 4, April 1967.

[4] *Mortelée, J.* Essais de fatigue sur soudures bout à bout transversales contenant des manques de pénétration. În: Revue de la soudure-Belgia, nr. 2, 1967.

[5] *Nădășan, Șt.* Oboseala metalelor. București, Editura tehnică, 1963.

[6] *Nădășan, Șt.* și *Rațiu, M.* Considerații asupra folosirii raționale a oțelurilor în construcția de mașini. În: Construcția de mașini, nr. 3, 1966.

[7] *Neumann, A.* Probleme în legătură cu rezistența la oboseală a îmbinărilor sudate. Traducere din limba germană, București, I.D.T., 1962.

[8] *Niemann, G.* Maschinenelemente — Erster Band. Springer Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1960.

[9] *Ouchida, H.* și *Nishioka, A.* A Study of Fatigue Strength of Fillet Welded, Joints-Hitachi Review 13, nr. 2, 1964 (Konstruktion, mai 1965, Heft 5).

[10] *Popinceanu, N., Gheorghiu, I.* și *Merticaru, V.* Asupra calculului la oboseală a îmbinărilor sudate. București, I.D.T., 1964.

[11] *Popinceanu, N., Gafițanu, M., Merticaru, V.* și *Constantinescu, M.* Principii de calcul la oboseală și criterii de alegere a materialelor la proiectarea și construcția organelor de mașini. Iași, Întreprinderea poligrafică, 1967.

[12] *Schimpke, Horn, Ruge.* Praktisches Handbuch der gesamten Schweisstechnik III-Zweite Auflage, Springer Verlag, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1959.

[13] *Serensen, C. V.* Nesușciaia Sposobnosti i rasceti detalei mașin na procinosti. Moscova, Mașghiz, 1963.

[14] * * * Spravocinik mașinostroitelia, tom 4-II. Moscova, Mașghiz, 1963.

CZ 629.12.01 : 531.218

Sinteza datelor experimentale obţinute prin metoda fotoelasticităţii pentru calculul teoretic al unui element de colţ —postamentul pentru separatorul de apă de santină CTB 10—1.

Ing. Georgeta PRAISLER *

În lucrare s-a elaborat o metodă teoretică de calcul a unui element de colţ pe baza prelucrării rezultatelor obţinute cu ajutorul studiului fotoelastic.

Ca obiect de studiu s-a considerat postamentul (fig. 1) pentru separatorul de apă de santină CTB 10—1 (cargoul 3 000 t pentru transportat cherestea) supus la o stare de tensiuni cu variaţii liniare în toate secţiunile şi care prezintă variaţii locale ale formei datorită cărora iau naştere perturbaţii importante în repartizarea eforturilor (fig. 2). Fotoelasticitatea permite o soluţionare experimentală a problemei, ceea ce necesită un model şi un studiu corespunzător. În cadrul lucrării se propune a se determina o metodă de calcul pentru un asemenea element, fără experimentare, folosindu-se doar concluziile teoretice ce se desprind din prezentul studiu, concluzii obţinute pe baza analizării şi interpretării însă a rezultatelor experimentale.

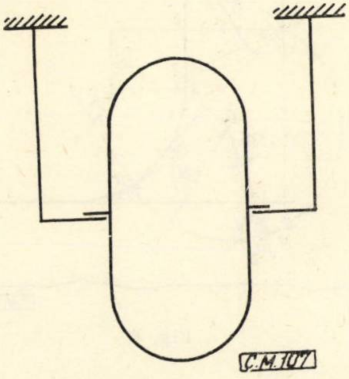


Fig. 1

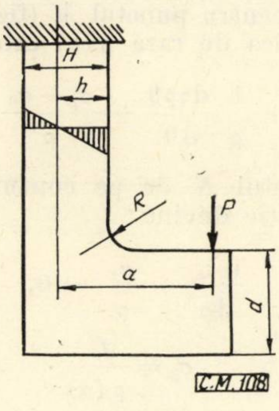


Fig. 2

Pentru aceasta s-au trasat curbele caracteristice.

Mai întîi, pentru a studia modul de variaţie a direcţiilor principale în cuprinsul piesei s-au obţinut izoclinele în lumină albă polarizată rectiliniu pentru un model din plexiglas care a reprodus condiţiile de similitudine (fig. 3).

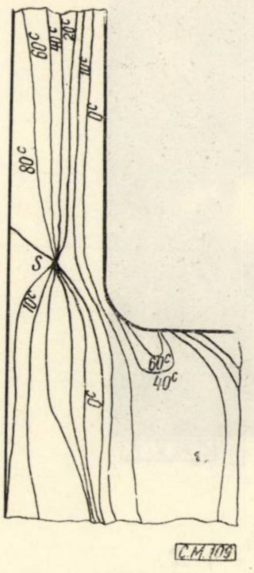


Fig. 3

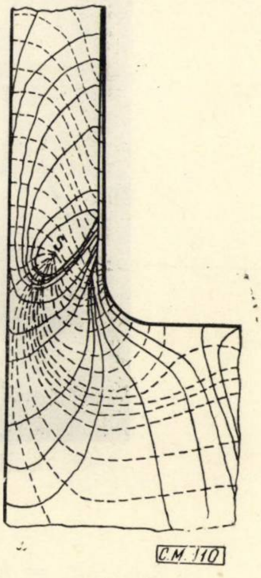


Fig. 4

Izoclinele au fost trasate numai pentru valorile parametrului de familie α_i, de 0^c, 20^c, 40^c, 60^c şi 80^c, avînd în vedere periodicitatea expresiei tg $2\alpha_i$, unde $\operatorname{tg} 2\alpha_i = \dfrac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$ şi reprezintă ecuaţia curbelor izocline.

Apoi, izoclinele au servit la trasarea reţelei traiectoriilor tensiunilor principale sau a curbelor izostatice (fig. 4), care dau un aspect informativ asupra felului în care este solicitată piesa în ansamblul ei. Acest lucru s-a realizat folosind o metodă de integrare grafică a ecuaţiilor diferenţiale de ordinul I ale izostaticilor

---

* Ing. *G. Praisler* este asistentă la Institutul politehnic Galaţi, Catedra de rezistenţă.

$f\left(x,\ y,\ \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\right) = 0$ cu ajutorul curbelor izocline [1], [2].

Considerînd conturul racordării care este o izostatică de speţa întîi, se observă că izostaticile de speţa a doua, corespunzătoare conturului şi normale pe acestea pot fi considerate, cu aproximaţie, ca fiind arce de cerc. Aceste arce pot fi privite ca o familie de secţiuni cilindrice ce converg către punctul S (fig. 4). Acesta este un punct singular care se caracterizează prin condiţia de nedeterminare a direcţiilor principale, fiind un punct fix de rotire a izoclinelor de parametri variabili.

Comparînd tabloul izoclinelor sau al izostaticilor cu cel al izocromatelor (fig. 5) aceluiaşi element, se poate observa că punctul S se află pe axa neutră şi are coordonatele :

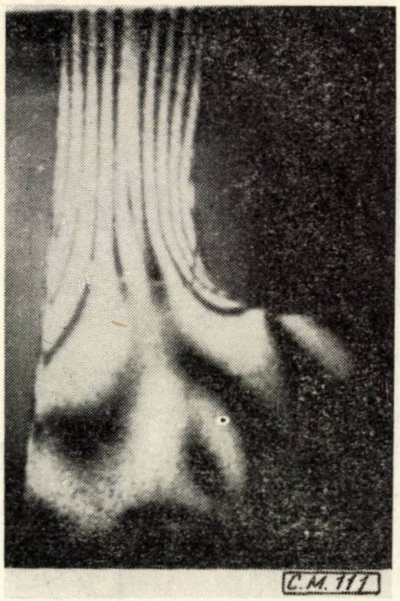


Fig. 5

$$x_s = h;\ y_s = \frac{h}{2} + R.$$

Pentru fiecare punct al racordării, determinat prin unghiul α, corespunde mărimea razei secţiunii cilindrice $\rho(\alpha)$, $\rho(\alpha_1)\ldots$, precum şi centrul respectiv 0, 0_1 etc.

Expresia razei secţiunii cilindrice $\rho(\alpha)$ se determină din consideraţii geometrice (fig. 6) după cum urmează :

$$\rho(\alpha) = \left|\frac{d}{2\cos\beta}\right|, \tag{1}$$

unde d reprezintă coarda $\overline{SN}$:

$$d = \sqrt{[h + R(1-\cos\alpha)]^2 + [R(1-\sin\alpha) - \left(R + \frac{h}{2}\right)]^2},$$

iar $\cos\beta$ are expresia :

$$\cos\beta = \cos(\alpha + \gamma - 90^\circ) = -\sin(\alpha + \gamma),$$

unde :

$$\sin\gamma = \frac{\frac{h}{2} + R\sin\alpha}{d} \text{ şi } \cos\gamma = \frac{h + R(1-\cos\alpha)}{d}.$$

Rezultă :

$$\rho(\alpha) = \frac{A - R\cos\alpha + BR\sin\alpha}{B\cos\alpha + \sin\alpha}, \tag{2}$$

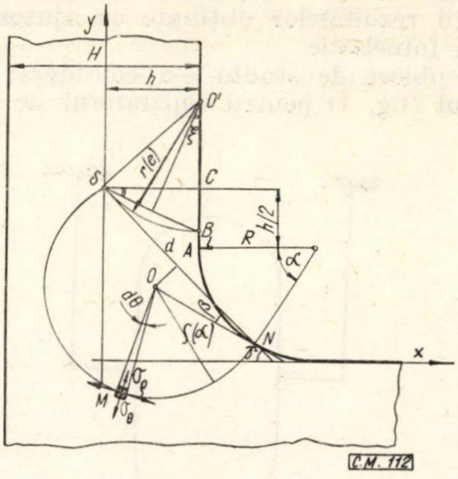


Fig. 6

unde :

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{\frac{5h^2}{8} + hR + R^2}{R + h} \\ B &= \frac{h}{2(R + h)} \end{aligned}\right\}. \tag{3}$$

Ecuaţia diferenţială de echilibru în coordonate polare pentru punctul M (fig. 6) prin care trece izostatica de rază $\rho(\alpha)$ este :

$$\frac{\mathrm{d}\sigma_\rho}{\mathrm{d}\rho} + \frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{d}\tau\rho\theta}{\mathrm{d}\theta} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\theta}{\rho} = 0. \tag{4}$$

Pentru punctul N de pe conturul racordării această ecuaţie devine :

$$\frac{\mathrm{d}\sigma_\rho}{\mathrm{d}\rho} + \frac{\sigma_\rho}{\rho} = 0, \tag{5}$$

$$\sigma_\rho = \frac{C}{\rho(\alpha)}.$$

Cum pentru $\alpha = 0$, $\sigma_\rho = \sigma_0$ şi $\rho = \frac{5}{4}h$, rezultă

$$C = \frac{5}{4}h\sigma_0.\ \text{Deci}\ \sigma_\rho = \frac{5}{4}\frac{h\sigma_0}{\rho(\alpha)}. \tag{6}$$

Mărimea tensiunii σ_0 depăşeşte însă tensiunea nominală din punctele conturului rectiliniu, întrucît în punctul A se manifestă încă influenţa concentrării de tensiuni.

Pentru determinarea valorii tensiunii σ_0 se trasează prin punctul S coarda corespunzătoare unui punct oarecare B de pe conturul rectiliniu dar din porţiunea secţiunilor cilindrice.

Raza se determină ca o funcţie de ordonata $AB = e$. Astfel, din triunghiul $O'SC$ rezultă :

$$r\,(e) = \frac{h}{\sin 2\xi}, \tag{7}$$

Diferenţiind relaţia (6), din condiţia $\frac{d\sigma_\rho}{\sigma_\rho}$ se găseşte valoarea unghiului α la care tensiunea are valoare maximă :

$$\frac{d\sigma_\rho}{d\alpha} = h\sigma_0\left(\frac{-1}{\rho^2}\right)\frac{d\rho}{d\alpha} = 0. \tag{11}$$

Rezultă condiţia $\frac{d\rho}{d\alpha} = 0$:

$$\frac{(\sin\alpha + B\cos\alpha)\,(R\sin\alpha + RB\cos\alpha) - (A - R\cos\alpha + RB\sin\alpha)\,(\cos\alpha - B\sin\alpha)}{(\sin\alpha + B\cos\alpha)^2} = 0,$$

unde :

$$\operatorname{tg}\xi = \frac{\frac{h}{2} - e}{h}$$

şi deci :

$$r\,(e) = \frac{5h^2 - 4eh + 4e^2}{4\,(h - 2e)}. \tag{8}$$

Se obţine în consecinţă :

$$\sigma_\rho = \frac{C_1}{r\,(e)},$$

Condiţiile la limită vor fi pentru :

$$e = 0,\ \sigma_\rho = \sigma_0 \text{ şi } r\,(e) = \frac{5}{4}h \text{ şi deci :}$$

$$C_1 = \frac{5}{4}h\sigma_\rho.$$

Cum pentru regiunea AB influenţa racordării dispare, se poate considera $\sigma_\rho = \sigma_{nom}$:

$$\sigma_{nom} = \frac{5h\sigma_0}{4r\,(e)}. \tag{9}$$

Deci :

$$\sigma_0 = \frac{5h^2 - 4\,eh + 4e^2}{5h\,(h - 2e)}\cdot\sigma_{nom}. \tag{10}$$

$$R\,(1 + B^2) + AB\sin\alpha - A\cos\alpha = 0,$$

$$AB\sin\alpha + R\,(1 + B^2) = A\sqrt{1 - \sin^2\alpha},$$

$$A^2\,(1 + B^2)\sin^2\alpha + 2\,RAB\,(1 + B^2)\sin\alpha + {}$$
$$+ R^2\,(1 + B^2)^2 - A^2 = 0,$$

$$\sin\alpha = \frac{-RB \pm \sqrt{\frac{A^2}{1 + B^2} - R^2}}{A},$$

$$\alpha = \arcsin\frac{-RB + \sqrt{\frac{A^2}{1 + B^2} - R^2}}{A}. \tag{12}$$

Valoarea unghiului α (12) se poate determina şi experimental ţinînd seamă că tensiunea are valoarea maximă în acel punct de pe contur unde izoclina respectivă ajunge în direcţie normală, conform teoremei lui Mesnager, sau acolo unde se află izocromatica de ordinul cel mai mare, precizia determinării depinzînd însă foarte mult de mărimea modelului.

În concluzie, formulele (2), (6), (10) şi (12) permit calculul tensiunii oricărui alt element de colţ pe baza studiului fotoelastic, fără a mai fi necesară etapa experimentală — folosindu-se doar prezentele rezultate teoretice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iosipescu, N.* Introducere în fotoelasticitate, vol. 1, Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

[2] *Milbauer, M.* Determinarea stării de tensiuni pe modele, pe cale optică. Praga, 1951.

CZ 621.825.6 : 531.36

Asupra cinematicii crucii cardanice

Ing. Anghel RAICU *

Transmisiile cardanice sînt folosite în foarte multe domenii ale construcției de mașini; în special în construcția de automobile, de mașini agricole etc. Necesitatea utilizării acestor transmisii pe scară tot mai largă a dus la studii și cercetări tot mai intense pentru cunoașterea tuturor aspectelor constructive și funcționale. În decursul timpului au apărut numeroase forme constructive pentru articulațiile cardanice, cu indici calitativi superiori, dar care ca schemă cinematică nu diferă prea mult între ele.

Articulația cardanică este folosită în construcția de mașini ca o cuplă cinematică. Prin aceasta se realizează o legătură mobilă între doi arbori concurenți în scopul transmiterii mișcării de la un arbore la altul.

Principial, schema cinematică a unei articulații cardanice este dată în figura 1. Capetele arborilor *1* și *2* au forma unei furci cu două brațe, iar acestea sînt legate între ele prin intermediul unei cruci, notată cu *3* care se poate roti în jurul axelor brațelor sale Δ_1 și Δ_2. De obicei axele Δ_1 și Δ_2 sînt perpendiculare între ele.

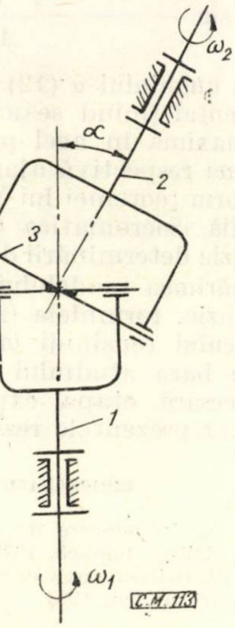


Fig. 1

Deși există numeroase lucrări care se ocupă de cinematica transmisiilor cardanice, în general acestea analizează numai mișcarea arborilor fără a studia și mișcările crucii. Aproape în toate studiile de cinematică se pleacă de la constatări pur geometrice din care se deduce apoi cinematica transmisiei. În cele ce urmează se va studia cinematica articulației cardanice pe o cale nouă și anume considerînd crucea ca un solid rigid cu punct fix, punctul fix fiind punctul de concurență a axelor arborilor transmisiei. Prin aceasta sînt scoase în evidență mai clar și mișcările crucii cardanice.

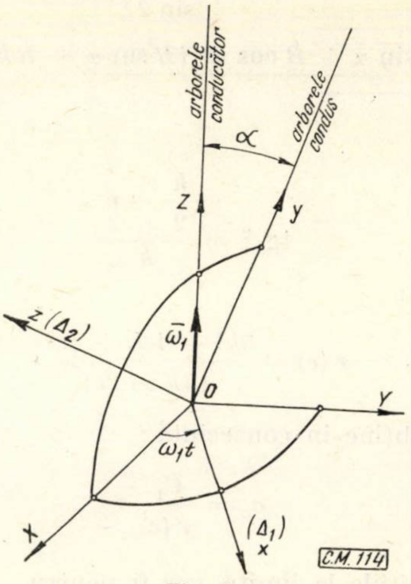


Fig. 2

Pentru studiul cinematic să considerăm sistemul de referință fix $OXYZ$, rectangular, și sistemul mobil $Oxyz$, nerectangular (fig.2). Alegerea acestor sisteme se face astfel ca axa arborelui conducător să corespundă cu axa OZ, iar axele Δ_1 și Δ_2 ale crucii să corespundă cu axele Ox și Oz ale sistemului mobil. În poziția inițială, axele OX și Ox se confundă.

Versorii axelor sistemului fix sînt $\bar{i}$, $\bar{j}$, $\bar{k}$, iar ai sistemului mobil sînt $\bar{l}$, $\bar{m}$, $\bar{n}$.

Cu aceste precizări se observă că:

$$\bar{l} = \bar{i}\cos\omega_1 t + \bar{j}\sin\omega_1 t;$$

$$\bar{m} = -\bar{i}\sin\alpha + \bar{k}\cos\alpha;$$

$$\bar{n} = \frac{\bar{i}\cos\alpha\sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\sin^2\omega_1 t}} - \frac{\bar{j}\cos\alpha\cos\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\sin^2\omega_1 t}} + \frac{\bar{k}\sin\alpha\sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha\sin^2\omega_1 t}}. \qquad (1)$$

---

* Ing. *A. Raicu* lucrează la Institutul de petrol, gaze și geologie București.

Viteza unghiulară ϖ_1 în raport cu cele două sisteme de referință este dată de expresiile:

$$\varpi_1 = \bar{k}\omega_1 \tag{2}$$

și

$$\varpi_1 = \bar{l}\omega_x + \bar{m}\omega_2 + \bar{n}\omega_z$$

$$= \bar{i}\left(\omega_x \cos\omega_1 t - \omega_2 \sin\alpha + \frac{\omega_z \cos\alpha \sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t)}}\right)$$

$$+ \bar{j}\left(\omega_x \sin\omega_1 t - \frac{\omega_z \cos\alpha \cos\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin\omega_1 t}}\right) + \tag{3}$$

$$+ \bar{k}\left(\omega_2 \cos\alpha + \frac{\omega_z \sin\alpha \sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}}\right).$$

Prin identificarea relațiilor (2) și (3) se obține:

$$\omega_x \cos\omega_1 t - \omega_2 \sin\alpha + \\ + \frac{\omega_z \cos\alpha \sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}} = 0;\ (a)$$

$$\omega_x \sin\omega_1 t - \frac{\omega_z \cos\alpha \cos\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}} = 0;\ (b)\ (4)$$

$$\omega_2 \cos\alpha + \frac{\omega_z \sin\alpha \sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}} = \omega_1 \cdot (c)$$

Acest sistem de trei ecuații liniare permite determinarea necunoscutelor ω_x, ω_2, ω_z.
Din ecuația (4c) rezultă:

$$\omega z = \frac{(\omega_1 - \omega_2 \cos\alpha)\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}}{\sin\alpha \sin\omega_1 t}. \tag{5}$$

Din ecuația (4b) rezultă:

$$\omega_x = \frac{\omega_z \cos\alpha \cos\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1} \cdot \sin\omega_1 t}. \tag{6}$$

Cu expresiile (5) și (6), relația (4a) devine:

$$\frac{(\omega_1 - \omega_2 \cos\alpha)\cos\alpha \cos^2\omega_1 t}{\sin\alpha \sin^2\omega_1 t} - \omega_2 \sin\alpha + \\ + \frac{(\omega_1 - \omega_2 \cos\alpha)\cos\alpha}{\sin\alpha} = 0, \tag{7}$$

adică:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos\alpha}{\cos^2\alpha \cos\omega_1 t + \sin^2\omega_1 t}. \tag{8}$$

Relația (8), dedusă în general prin considerații pur geometrice, mai poate fi scrisă și sub forma:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos\alpha}{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}. \tag{9}$$

În scopul cunoașterii variației vitezei unghiulare ω_2 în funcție de ω_1 se dă figura 3, unde se observă că pe măsură ce unghiul între arbori crește, amplitudinea variației vitezei unghiulare ω_2 crește, atingînd teoretic valoarea infinit pentru $\alpha = \pi/2$. Prin urmare, în practică, articulațiile cardanice trebuie folosite pentru unghiuri mici între arbori.

Din analiza relației (9) (și a fig. 3) rezultă încă o concluzie importantă, și anume aceea

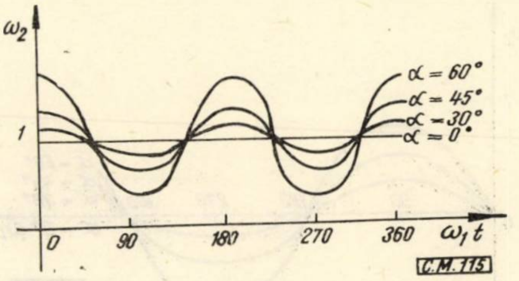


Fig. 3

că ω_2 își păstrează semnul întotdeauna. Cu alte cuvinte, la un anumit unghi α, arborele condus se rotește întotdeauna în același sens (dar cu turație variabilă).

O discuție similară se poate face și pe relația (6). Astfel, dacă se ține seamă de relațiile (9) și (5), relația (6) devine:

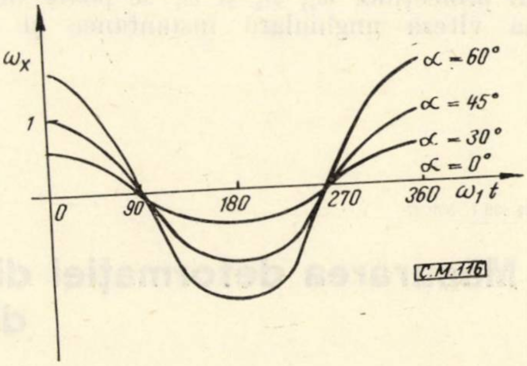


Fig. 4

$$\omega_x = \omega_1 \frac{\sin\alpha \cos\alpha \cos\omega_1 t}{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t} = \omega_2 \sin\alpha \cos\omega_1 t. \tag{10}$$

Pentru $\omega_1 = 1$ funcția ω_x este reprezentată grafic în figura 4. Acest grafic scoate în evidență faptul că crucea cardanică execută o mișcare oscilatorie față de axa Δ_1, axa de legătură la arborele conducător. Viteza unghiulară ω_x își schimbă sensul în decursul unei rotații complete a arborelui conducător. Rotirile într-un sens și în celălalt sînt egale și sînt cu atît mai mari cu cît unghiul dintre arbori este mai mare.

Mișcarea crucii față de axa Δ_2, adică față de axa ce face legătura cu arborele condus, este dată de relația (5). Dacă se înlocuiește relația (9) în relația (5) se obține:

$$\omega_z = \omega_1 \frac{\sin\alpha \sin\omega_1 t}{\sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha \sin^2\omega_1 t}}. \tag{11}$$

În mod analog, pentru $\omega_1 = 1$, funcția ω_z este reprezentată grafic în figura 5. Rezultă că și această viteză unghiulară schimbă sensul și oscilațiile crucii față de axa de legătură la arborele condus sînt cu atît mai mari cu cît unghiul dintre arbori este mai mare.

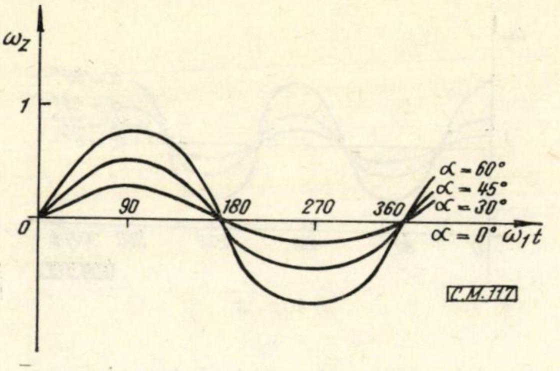


Fig. 5

Relațiile (9), (10) și (11) caracterizează complet distribuția de viteze la crucea cardanică în timpul funcționării mecanismului. Cu ajutorul proiecțiilor ω_x, ω_2 și ω_z se poate determina viteza unghiulară instantanee și deci axa instantanee de rotație și locul ei geometric (axoidele).

Studiul cinematic expus, referitor la viteze, poate fi completat cu studiul accelerațiilor. Componentele accelerației după axele sistemului se obțin utilizînd relațiile (9), (10) și (11). Prin derivarea acestora rezultă proiecțiile ε_2, ε_x, ε_z ale accelerației unghiulare.

De asemenea, în scopul determinării dimensiunilor furcii se pot calcula unghiurile de oscilație ale crucii. În ipoteza că $\omega_1 = \text{const.}$ și $\varphi = \omega_1 t$, deplasările unghiulare rezultă din relațiile:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \int \omega_2 \mathrm{d}t = \frac{1}{\omega_1}\int \omega_2 \mathrm{d}\varphi ; \\ \varphi_x &= \int \omega_x \mathrm{d}t = \frac{1}{\omega_1}\int \omega_x \mathrm{d}\varphi ; \qquad (12) \\ \varphi_z &= \int \omega_z \mathrm{d}t = \frac{1}{\omega_1}\int \omega_z \mathrm{d}\varphi . \end{aligned}$$

În concluzie, metoda de studiu cinematic al articulației cardanice expusă în această lucrare are avantajul că redă clar și mișcările crucii cardanice.

CZ 621.833.1 : 539.37

Măsurarea deformației dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți

Dr. ing. Gheorghe RĂDULESCU *

Observînd istoria calculului roților dințate se pot constata următoarele:

Inițial, pentru calculul roților dințate s-a considerat ca ipoteză de calcul o roată dințată fără erori de execuție și întregul efort s-a îndreptat spre realizarea unui asemenea produs. Acest scop a fost în ultimii ani în parte atins, atît prin realizarea mașinilor moderne de prelucrat roți dințate, cît și prin cercetările științifice laborioase efectuate asupra acestor mașini [1], sprijinite fiind și de realizarea aparaturii de măsură corespunzătoare — ca de exemplu traductorul seismograf pentru măsurat vibrațiile torsionale.

Datorită faptului însă că, în ciuda tuturor străduințelor, nu se pot executa roți dințate fără erori, se caută în calculul modern să se cuprindă și influența lor. Așa este, de exemplu, cercetată influența abaterii pasului de bază [2], [3], de direcție a dintelui [4], de formă a profilului [5], de paralelism al axelor, asupra capacității portante a roților dințate, fiind date chiar unele indicații necesare de calcul.

Se accentuează în general că este necesară în orice caz o înaltă calitate de execuție.

Cercetînd însă modul de comportare al unei roți dințate în timpul funcționării sub acțiunea sarcinii de lucru, se stabilește că o roată dințată de cea mai înaltă precizie — deci cu flancurile evolvente exacte — nu reprezintă totuși cel mai corespunzător caz, ceea ce apare cel mai pregnant la roți dințate cilindrice cu dinți drepți. Aceasta se explică prin faptul că dinții și părțile învecinate ale corpului roții sînt elemente elastice și se deformează sub sarcină. Asemenea deformații acționează ca o eroare de execuție și sînt de același ordin de mărime cu acestea, influențînd defavorabil sarcinile

---

* Dr. ing. *Gh. Rădulescu* este șef de lucrări la Institutul politehnic București, Catedra organe de mașini.

dinamice, uzura și zgomotul roților în timpul funcționării. Rezultă deci necesitatea cunoașterii lor pentru a putea fi cuprinse în calcul.

În ultimii ani mai mulți cercetători au încercat să dea acestei probleme o rezolvare teoretică [3], [6]. Soluțiile teoretice reprezintă însă o metodă aproximativă de calcul datorită ipotezelor simplificatoare care au fost folosite din cauza formei complicate a dintelui și devine necesară deci o verificare experimentală, adică măsurarea deformației dinților sub sarcină.

Lucrarea de față își propune acest scop, și anume : măsurarea deformației dinților la roți dințate fără abateri ale pasului de bază; măsurarea deformației dinților la roți dințate cu abateri pozitive și negative ale pasului de bază; determinarea repartiției sarcinii pe linia de angrenare la roți dințate fără și cu abateri ale pasului de bază.

Calculul deformației dinților și al repartiției sarcinii. Determinarea teoretică a deformației dinților la roțile dințate încercate s-a efectuat folosind metoda [3] și [6].

Deformația unui dinte rezultă din deformația la încovoiere f_{v1} și deformația locală datorită presiunii herțiene f_{h1} deci :

$$f_1 = f_{v_1} + f_{v_2}, \qquad (1)$$

iar a unei perechi de dinți :

$$f = f_{v_1} + f_{v_2} + f_h, \qquad (2)$$

unde f_h este deformația totală a unei perechi de dinți datorită presiunii herțiene.

Pentru a elimina influența încărcării pe dinte și a materialului, se introduce în calcul factorul adimensional de deformație a dintelui $\varkappa$:

$$c = \frac{P_N/b}{f} = \frac{E}{\varkappa}, \qquad (3)$$

unde :

c este rigiditatea dintelui;
P_N — forța normală pe dinte;
b — lățimea dintelui;
f — deformația dintelui pe direcția liniei de angrenare.

Rezultă atunci factorul de deformație a dintelui pentru un dinte :

$$\varkappa_1 = \varkappa_{v_1} + \varkappa_{h_1}, \qquad (4)$$

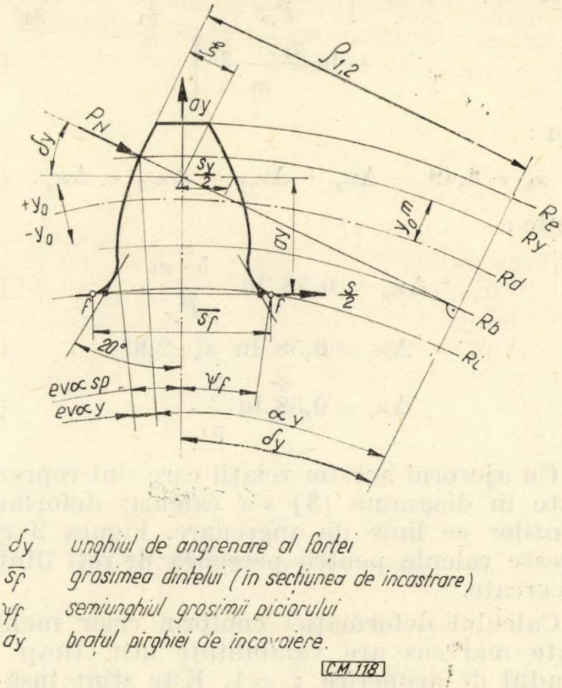
respectiv pentru perechea de dinți :

$$\varkappa = \varkappa_{v_1} + \varkappa_{v_2} + \varkappa_h. \qquad (5)$$

Valoarea factorului de deformație a dintelui datorită încovoierii reiese din formula :

$$\varkappa_v = \cos^2 \delta_y \left[10{,}92 \int_o^{ay} \frac{(a_y - a)^2}{s_y^3}\, \mathrm{d}a + 3{,}1 \left(1 + 0{,}294\, \mathrm{tg}^2\, \delta_y \int_o^{ay} \frac{\mathrm{d}a}{s_y} + 5{,}2 \left(\frac{a_y}{\overline{s}_f}\right)^2 + \frac{a_y}{\overline{s}_f} + 1{,}4 \left(1 + 0{,}294\, \mathrm{tg}^2\, \delta_y\right)\right)\right], \qquad (6)$$

Semnificația mărimilor geometrice conținute în relație reiese din figura 1 (δ_y — unghiul de presiune al forței, $\overline{s}_f$-grosimea dintelui în secțiunea de încastrare, ψ_f — semiunghiul grosimii piciorului, a_y — brațul pîrghiei de încovoiere).



$\rho_{1,2}$
ξ
ay
P_N
δy
$\frac{s_y}{2}$
+y0
-y0
ay
y0m
Re
Ry
Rd
Rb
Ri
$\frac{s}{2}$
f
f
$\overline{sf}$
20°
evαsp
ψf
evαy
αy
δy
δy unghiul de angrenare al fortei
$\overline{sf}$ grosimea dintelui (in sectiunea de incastrare)
ψf semiunghiul grosimii piciorului
ay bratul pirghiei de incovoiere.
CM 118

Fig. 1

Pentru calculul valorii factorului de deformație a dintelui datorită presiunii herțiene, se pleacă de la formulele Hertz transformate :

$$f_h = |f_{h_1}| + |f_{h_2}| = \frac{P_N}{bE} \frac{2(1-\nu^2)}{\pi} \left[\ln \frac{4\xi_1\xi_2}{a^2} - \frac{\nu}{1-\nu} \right], \qquad (7)$$

unde :

$$a^2 = \frac{P_N}{bE} \frac{8\rho(1-\nu^2)}{\pi}. \qquad (8)$$

Folosind relația :

$$\varkappa = \frac{bE}{P_N} f, \qquad (9)$$

rezultă :

$$\varkappa_h = \frac{2(1-\nu^2}{\pi} \left[\ln \frac{E\pi}{2(1-\nu^2)} - \frac{\nu}{1-\nu} + \ln \frac{b}{P_N} + \ln \frac{\xi_1\xi_2}{\rho} \right], \qquad (10)$$

unde :

ξ este distanţa pe linia de angrenare de la punctul de aplicaţie al forţei la linia mijlocie a dintelui (fig. 1);

$\rho = \dfrac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ — raza relativă de curbură a ambelor flancuri.

Pentru roţi dinţate din oţel cu $E = 2{,}15 \times 10^6$ kgf/cm² şi $\nu = 0{,}3$, formula (10) devine :

$$\varkappa_h = 8{,}49 + 0{,}58\left[\ln\frac{b \cdot m}{P_N} + \ln\frac{\xi_1}{\rho_1} + \ln\frac{\xi_2}{\rho_2} + \ln\frac{\rho_1 + \rho_2}{m}\right] \tag{11}$$

sau :

$$\varkappa_h = 8{,}49 + \Delta\varkappa_p + \Delta\varkappa_{r1} + \Delta\varkappa_{r2} + \Delta\varkappa_a, \tag{12}$$

unde :

$$\Delta\varkappa_p = 0{,}58 \ln\frac{b \cdot m}{P_N}, \tag{13}$$

$$\Delta\varkappa_a = 0{,}58 \ln \varepsilon_a' \cdot 2{,}95, \tag{14}$$

$$\Delta\varkappa_r = 0{,}58 \ln\frac{\xi}{\rho}. \tag{15}$$

Cu ajutorul acestor relaţii care sînt reprezentate în diagrame [3] s-a calculat deformaţia dinţilor pe linia de angrenare. Figura 2 redă aceste calcule pentru perechea de roţi dinţate încercate.

Calculul deformaţiei conform celor menţionate mai sus are valabilitate atît timp cît gradul de acoperire $\varepsilon = 1$. Este ştiut însă că gradul de acoperire la roţile dinţate normale se plasează între 1 şi 2. Această înseamnă că în anumite momente sînt două prechi de dinţi

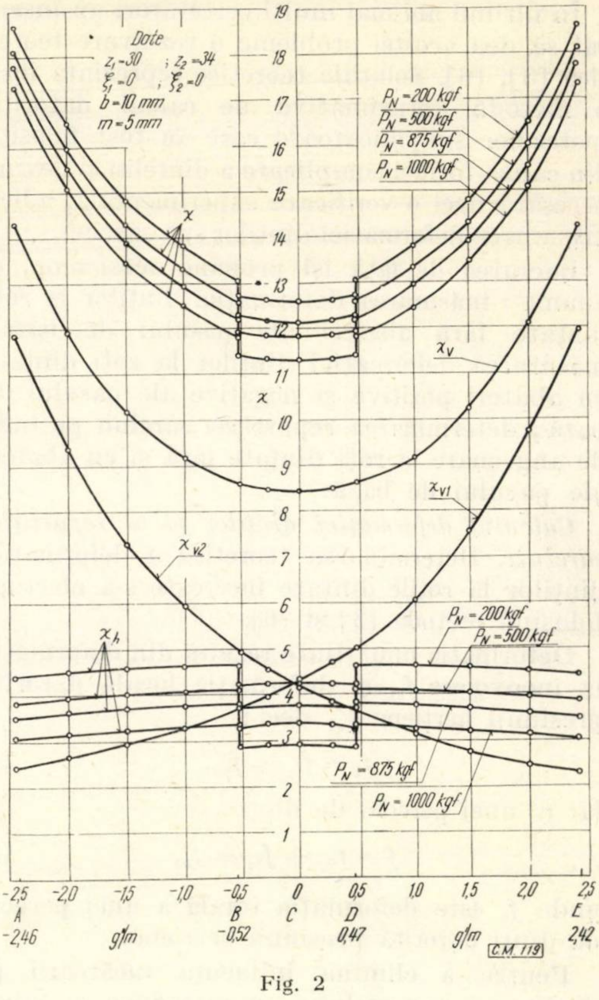


Fig. 2

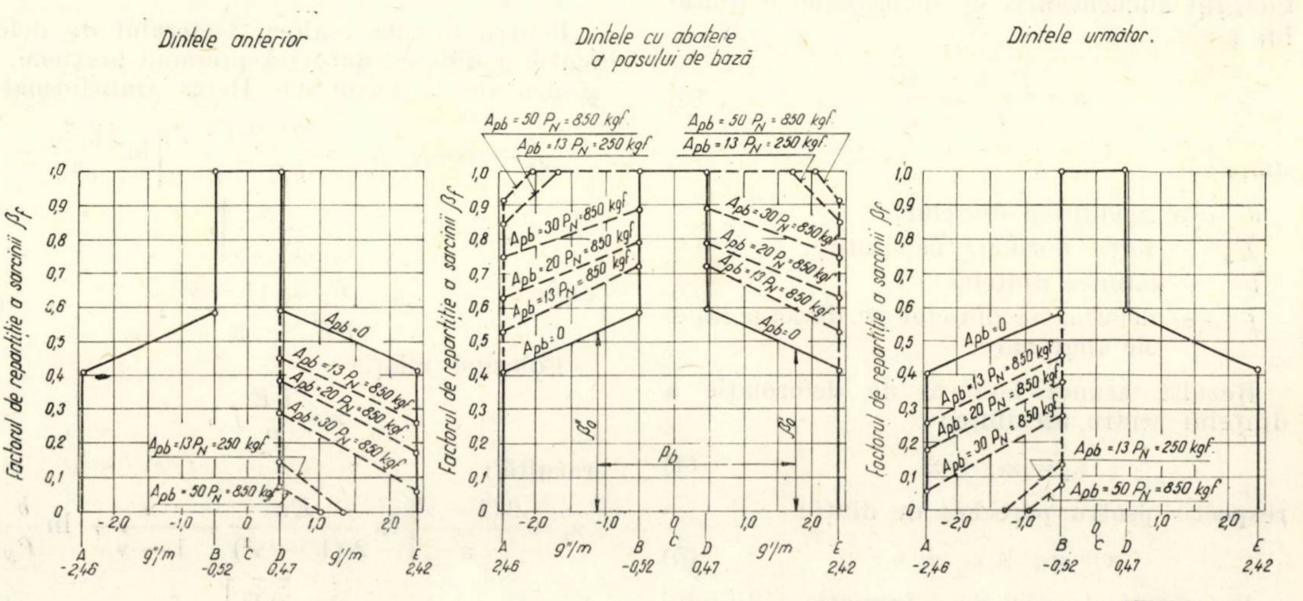


Fig. 3

în angrenare, deci şi sarcina se repartizează pe ambele perechi. Acest fapt se ia în considerare introducînd în calcul factorul de repartiţie a sarcinii β care indică partea din forţa totală suportată de o singură pereche de dinţi. Datorită faptului că roţile dinţate sînt elemente elastice şi dinţii au o rigiditate variabilă în lungul segmentului de angrenare, factorul de repartiţie nu este $\beta''_0 = \beta'_0 = 0{,}5$, ceea ce ar însemna că sarcina se repartizează egal pe ambele perechi de dinţi în angrenare, ci rezultă conform figurii 3, care redă calculul pentru roţile încercate considerînd ambele perechi de dinţi ca arcuri paralele încărcate.

Formulele de calcul sînt :

$$\beta''_0 = \frac{c''}{c' + c''} = \frac{\varkappa'}{\varkappa' + \varkappa''}, \qquad (16)$$

$$\beta'_0 = \frac{c'}{c' + c''} = \frac{\varkappa''}{\varkappa'' + \varkappa''}, \qquad (17)$$

cu condiţia :

$$\beta''_0 + \beta'_0 = 1, \qquad (18)$$

unde β_0 este factorul de repartiţie a sarcinii la roţi fără abateri ale pasului de bază (s-a notat cu $''$ valorile pe segmentul de intrare în angrenare şi cu $'$, valorile pe segmentul de ieşire din angrenare).

Se observă din figura 3 că β_0 nu depinde de forţa aplicată dintelui.

Îndată ce dinţii roţii considerate au abateri ale pasului de bază, repartiţia sarcinii între dinţi la angrenarea bipară se modifică.

Formulele de calcul pentru abateri pozitive ale pasului de bază sînt :

$$\beta''_f = \beta''_o \left[1 + \frac{A'_{pb} \cdot E}{P_N\, \varkappa'} \right], \qquad (19)$$

$$\beta'_f = \beta'_o \left[1 - \frac{A'_{pb}\, E}{P_N\, \varkappa''} \right], \qquad (20)$$

respectiv pentru abateri negative ale pasului de bază :

$$\beta''_f = \beta''_o \left[1 - \frac{A''_{pb}\, E}{P_N\, \varkappa'} \right], \qquad (21)$$

$$\beta'_f = \beta'_0 \left[1 + \frac{A''_{pb}\, E}{P_N\, \varkappa''} \right], \qquad (22)$$

unde :

$$A_{pb} = A_{pb1} - A_{pb2},$$

β_f fiind factorul de repartiţie a sarcinii la roţi cu abateri ale pasului de bază.

În figura 3, prin linie punctată se redă influenţa abaterilor pozitive ale pasului de bază asupra caracteristicii factorului de repartiţie a sarcinii pentru diferite încărcări şi abateri.

Cercetări experimentale pentru măsurarea deformaţiei dinţilor şi determinarea repartiţiei sarcinii. După cum s-a arătat deformaţia unui dinte este dată de relaţia (1). Rezultă deci că, pentru a determina deformaţia dintelui f_1, trebuie măsurat f_{v1} şi f_{h1}. Deformaţia f_{h1} cauzată de presiunea herţiană a fost calculată din cauza numeroaselor greutăţi care le ridică determinarea ei experimental.

Deformaţia dintelui datorită încovoierii f_{v1} depinde de foarte mulţi factori (punctul de aplicare al forţei are însă influenţa hotărîtoare). Ea este independentă de modul şi numai la un număr mic de dinţi ($z < 20$) acuză o dependenţă importantă de deplasarea profilului dinţilor şi de numărul de dinţi. Din aceste motive s-a măsurat deformaţia dintelui numai în funcţie de punctul de aplicare al forţei la diferite sarcini şi pentru diferite abateri de pas.

Pentru a se putea măsura deformaţia dintelui sub sarcină s-a proiectat şi construit un stand de măsurat roţi dinţate, închis mecanic (fig. 4).

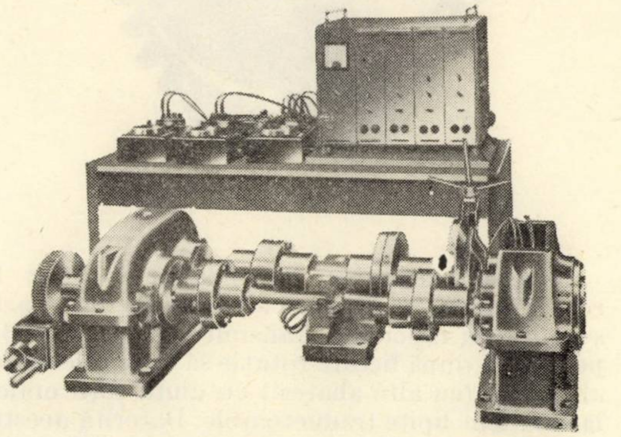


Fig. 4

Standul constă din două cutii de roţi dinţate — una de măsurat şi alta de întoarcere cu acelaşi raport de transmitere. Încărcarea dinţilor s-a realizat cu ajutorul unui cuplaj, iar măsurarea momentului de torsiune s-a efectuat cu ajutorul a patru mărci tensometrice. Standul a fost antrenat încet cu mîna printr-o transmisie melcată pentru a se elimina efectele dinamice. Cu ajutorul unei scări gradate s-a citit unghiul de rotire al roţii din 0,05° în 0,05°.

S-a ales procedeul de măsură electric dată fiind sensibilitatea ridicată respectivă. În figura 5 se arată roata dinţată măsurată cu traductoarele inductive lipite la trei dinţi alăturaţi. Etalonarea traductoarelor a fost executată la aparatul universal de măsurat lungimi Carl Zeiss Jena, care a permis o reproducere cu ± 1 μm. Impulsurile electrice ale traductoarelor după ce au fost amplificate într-o punte de măsură au fost citite la milivoltmetre de înaltă precizie.

Forma roților reiese din figura 5. Au fost încercate roți dințate cilindrice cu dinți drepți cu $m = 5$ mm, $\xi = 0$, b = 10 mm, călite superficial și șlefuite.

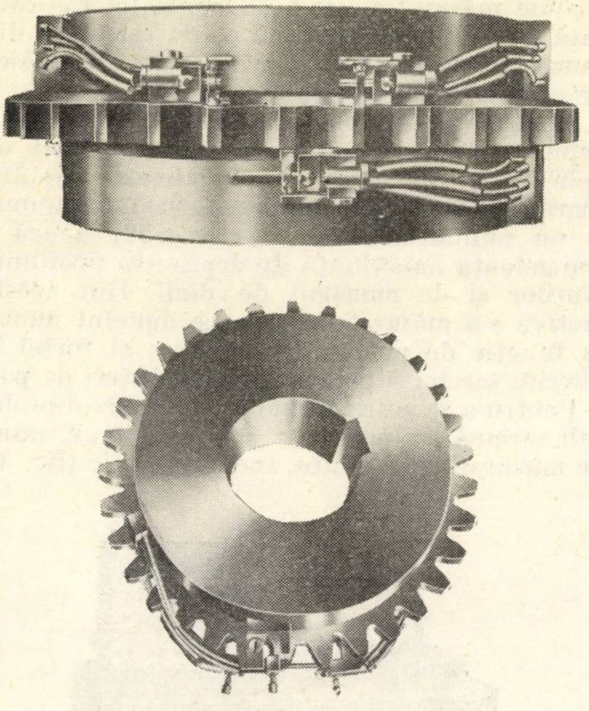


Fig. 5

Pentru măsurarea deformației dinților la roți dințate cu abateri ale pasului de bază, s-a ales un raport de transmitere $z_1/z_2 = 30/34$, pentru ca după fiecare rotație să intre în contact alți dinți (cu alte abateri) cu dinții roții etalon la care sînt lipite traductoarele. Datorită acestui procedeu s-a putut măsura influența diferitelor abateri ale pasului de bază la una și aceeași pereche de roți dințate fără, a mai fi nevoie de demontaj.

Ordonarea abaterilor voite ale pasului de bază pe periferia roții este arătată în figura 6

Figura 7 redă curbele de deformație a dinților la diferite încărcări rezultate din valorile citite direct. Însă pentru că traductoarele măsoară mereu valoarea deformației dintelui la vîrful dintelui, perpendicular pe linia mediană a lui, a fost necesară o transformare a acestei valori pentru a determina valoarea deformației dintelui în punctul de aplicare al forței de-a lungul liniei de angrenare.

Figura 8 redă diagramele teoretice și experimentale de deformare a dinților și de repartiție a sarcinii la o grupă de dinți fără abateri ale pasului de bază.

Din motive de fabricație roțile dințate prezintă mereu erori și deci, în cazul studiat, abateri ale pasului de bază.

Pentru a determina și experimental modul cum abaterile pasului de bază modifică diagrama de încărcare a dinților, au fost încercate roți dințate cu abateri ale pasului de bază de +13,

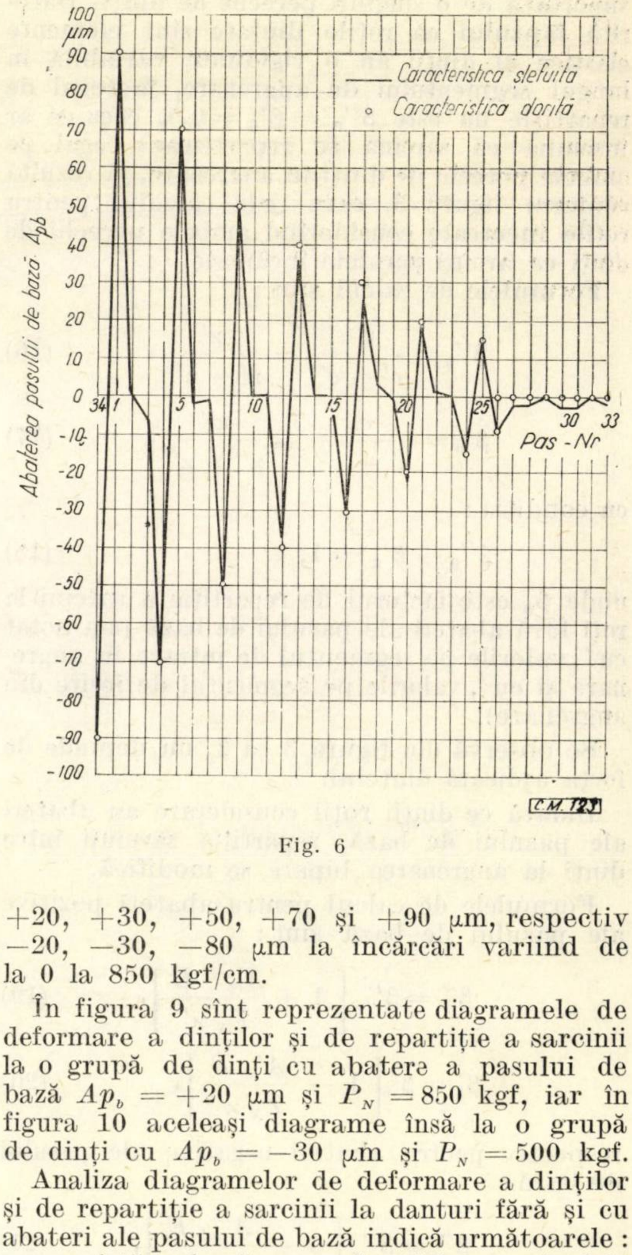


Fig. 6

+20, +30, +50, +70 și +90 μm, respectiv −20, −30, −80 μm la încărcări variind de la 0 la 850 kgf/cm.

În figura 9 sînt reprezentate diagramele de deformare a dinților și de repartiție a sarcinii la o grupă de dinți cu abatere a pasului de bază $Ap_b = +20$ μm și $P_N = 850$ kgf, iar în figura 10 aceleași diagrame însă la o grupă de dinți cu $Ap_b = -30$ μm și $P_N = 500$ kgf.

Analiza diagramelor de deformare a dinților și de repartiție a sarcinii la danturi fără și cu abateri ale pasului de bază indică următoarele :

— există o bună concordanță între calculele teoretice și valorile determinate experimental;

— salturile dintre angrenarea unipară și bipară nu sînt la determinările experimentale așa de bruște ca la calculele teoretice;

— șocul de intrare și ieșire din angrenare este de aceeași mărime la diagramele calculate și cele determinate experimental;

— o abatere a pasului de bază schimbă substanțial diagrama repartiției sarcinii din cazul roților fără abateri de pas; datorită faptului că solicitarea la piciorul dintelui este direct proporțională cu forța aplicată pe dinte, rezultă că abaterile pasului de bază au o mare

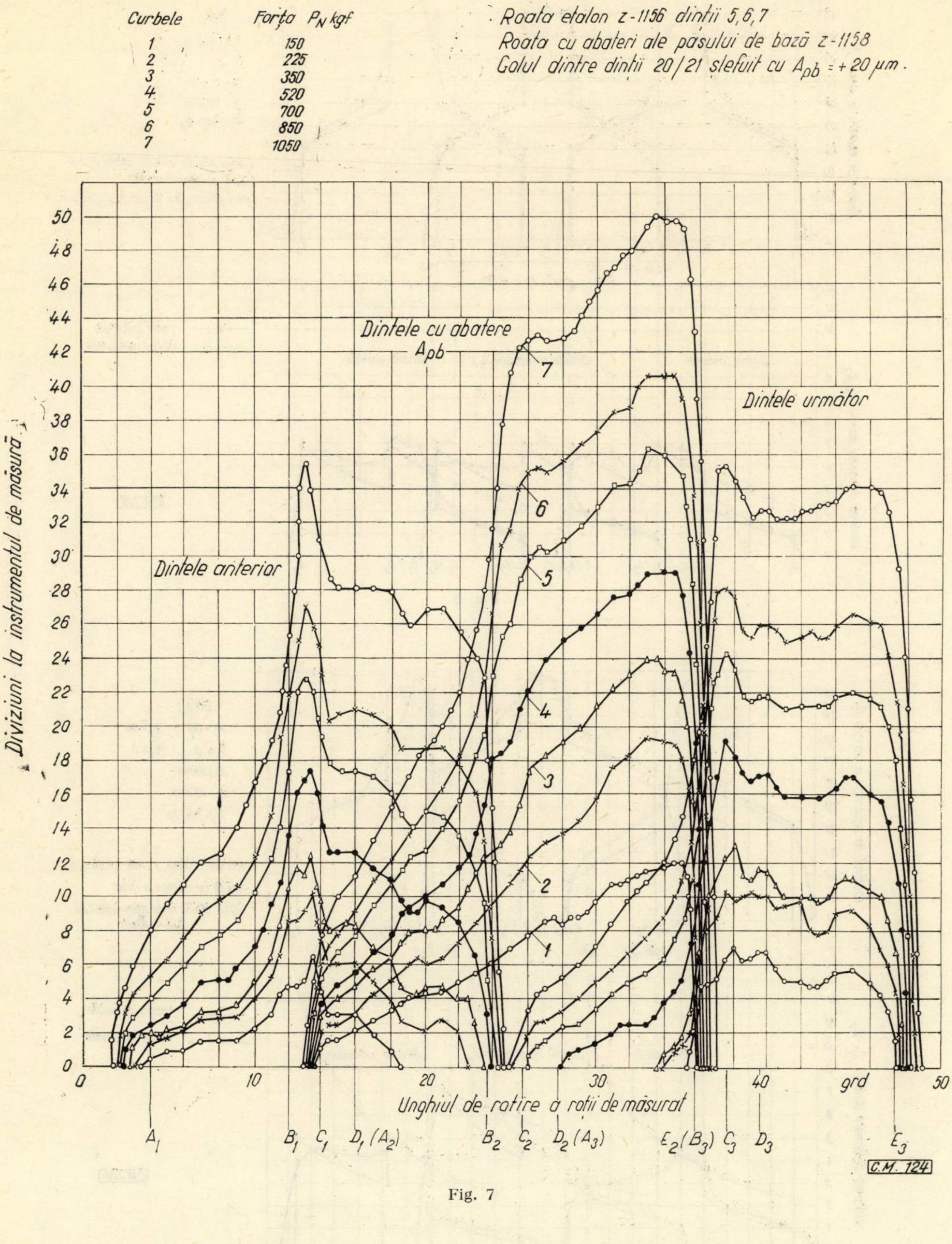

Curbele
Forța P_N kgf
1 150
2 225
3 350
4 520
5 700
6 850
7 1050
Roata etalon z-1156 dinții 5,6,7
Roata cu abateri ale pasului de bază z-1158
Golul dintre dinții 20/21 șlefuit cu A_{pb} = +20 μm.
Diviziuni la instrumentul de măsură
0
2
4
6
8
10
12
14
16
18
20
22
24
26
28
30
32
34
36
38
40
42
44
46
48
50
Dintele cu abatere A_{pb}
Dintele anterior
Dintele următor
1
2
3
4
5
6
7
0
10
20
30
40
grd
50
Unghiul de rotire a roții de măsurat
A_1
B_1
C_1
D_1 (A_2)
B_2
C_2
D_2 (A_3)
E_2 (B_3)
C_3
D_3
E_3
C.M. 124

Fig. 7

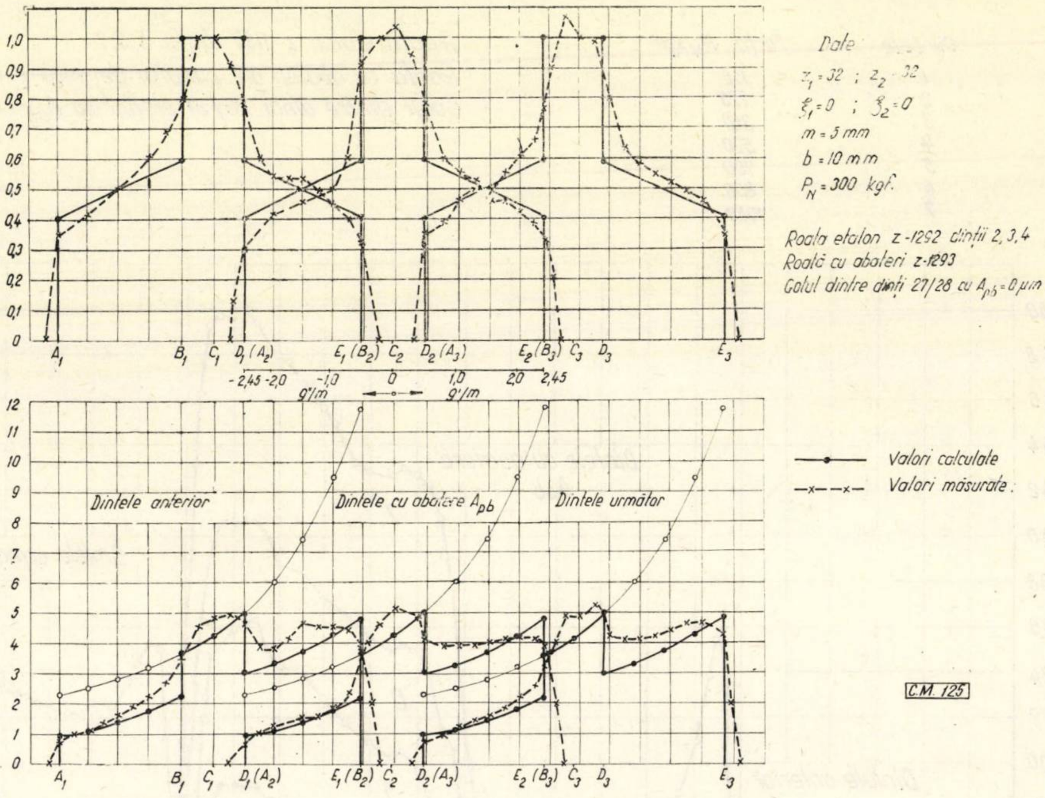

Factorul de repartiție a sarcinii β_0
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
A_1
B_1
C_1
$D_1(A_2)$
$E_1(B_2)$
C_2
$D_2(A_3)$
$E_2(B_3)$
C_3
D_3
E_3
-2,45 -2,0 -1,0 0 1,0 2,0 2,45
g'/m
g'/m
Date
$z_1=32$; $z_2=32$
$\xi_1=0$; $\xi_2=0$
$m=5$ mm
$b=10$ mm
$P_N=300$ kgf.
Roata etalon z-1292 dinții 2,3,4
Roată cu abateri z-1293
Golul dintre dinți 27/28 cu $A_{pb}=0\,\mu m$
Valoarea deformării dintelui $\beta_0 \cdot \chi_v$
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
Dintele anterior
Dintele cu abatere A_{pb}
Dintele următor
Valori calculate
Valori măsurate
C.M. 125

Fig. 8

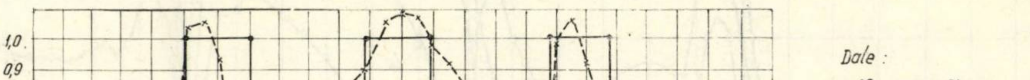

Factorul de repartiție a sarcinii β_f
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
A_1
B_1
C_1
$D_1(A_2)$
$E_1(B_2)$
C_2
$D_2(A_3)$
$E_2(B_3)$
C_3
D_3
E_3
-2,46 -2,0 -1,0 0 1,0 2,0 2,42
Date :
$z_1=30$ $z_2=34$
$\xi_1=0$ $\xi_2=0$
$m=5$mm
$b=10$ mm.
$P_N=850$ kp
Roată etalon z-1156 dinții 5,6,7
Roata cu abateri z-1158
Golul dintre dinții 20/21 șlefuit cu $A_{pb}=+20\,\mu m$
Valoarea deformării dintelui $\beta_f \cdot \chi_v$
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
Dintele anterior
Dintele cu abatere A_{pb}
Dintele următor
Valori calculate
Valori măsurate
C.M. 126

Fig. 9

influenţă şi asupra solicitării la piciorul dintelui şi deci că efectul abaterilor de pas trebuie neapărat luat în considerare la calculul de rezistenţă al roţilor dinţate;

— o abatere pozitivă a pasului de bază duce la supraîncărcarea în ambele domenii ale angrenării bipare a dintelui cu abatere, dintele anterior fiind descărcat la cap, iar dintele următor la picior (fig. 9); o abatere negativă a pasului de bază duce dimpotrivă la o descărcare parţială sau totală a dintelui cu abatere, în timp ce dintele anterior se supraîncarcă la cap, iar dintele următor la picior (fig. 10), fiind deci complet egal dacă există o abatere pozitivă sau negativă, pentru că în ambele cazuri se ajunge la supraîncărcarea vîrfului unui dinte;

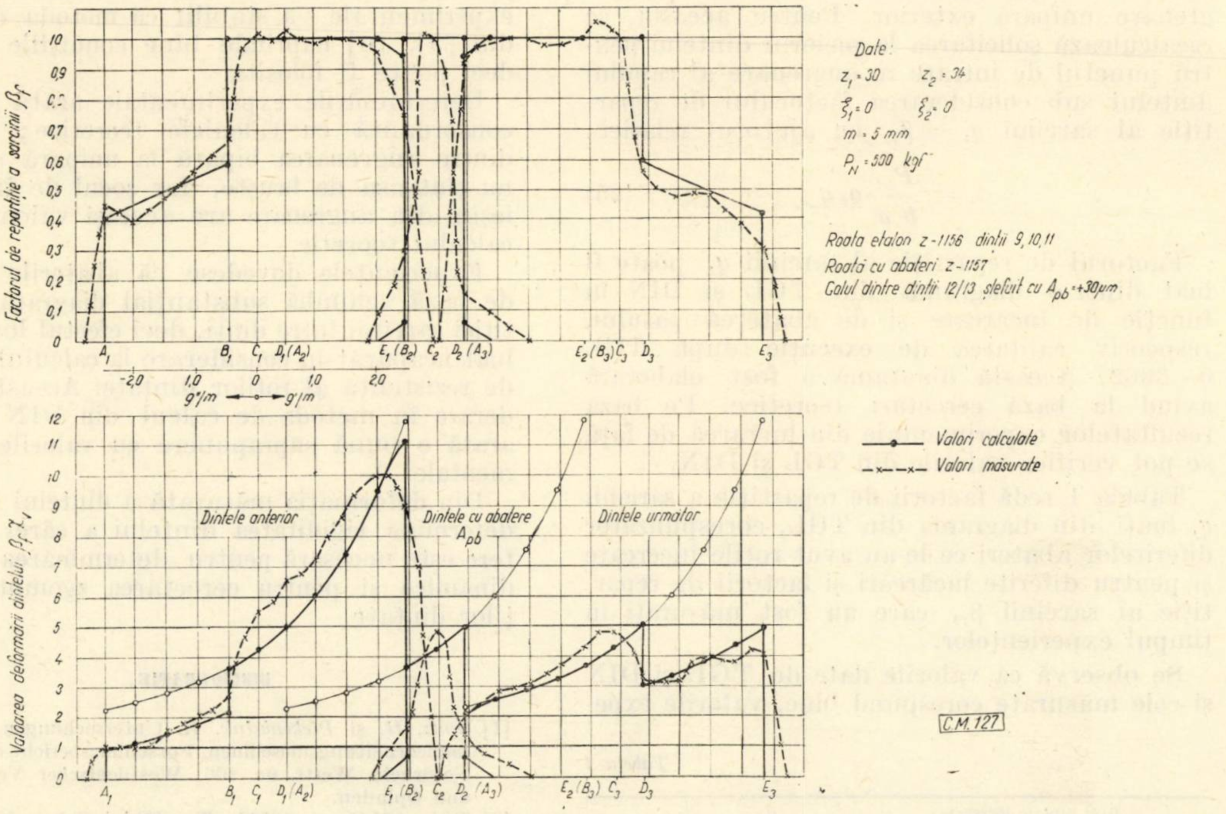


Fig. 10

— dacă la roţile dinţate fără abateri de pas, repartiţia sarcinii nu depinde de încărcare, la roţile dinţate cu abateri de pas de bază repartiţia sarcinii depinde de mărimea abaterii şi de încărcare:

$$\beta_f \approx 0{,}41 + 8{,}22\,\frac{A_{pb}}{P_N/b}. \qquad (23)$$

Compararea rezultatelor experimentale cu metoda de calcul a roţilor dinţate după DIN 3990 şi TGL 10545/10546. De concluziile arătate mai sus s-a ţinut seamă la metoda de calcul a capacităţii portante a roţilor dinţate după TGL 10545 şi 10546 şi DIN-Proiect 3990 (mai 1963) în care s-a introdus un factor q_L care ia în considerare modificarea condiţiilor de angrenare şi încărcare datorită abaterilor pasului de bază.

Calculul capacităţii portante după TGL şi DIN pleacă de la ipoteza că la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi se transmite întreaga încărcare de către un dinte, numai din punctul exterior pînă în cel interior de angrenare unipară. După această ipoteză, solicitarea maximă a piciorului dintelui apare la aplicarea forţei în punctul de angrenare unipară exterior, iar DIN şi TGL calculează pentru acest punct efortul unitar:

$$\sigma_\iota = \frac{P_{td}}{b\,m}\, q_k\, q_\varepsilon, \qquad (24)$$

în care:

P_{td} este forţa tangenţială la cercul de divizare;

q_k — coeficientul de formă al dintelui la vîrf;

$q_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon}$ — coeficient care ia în considerare că forţa întreagă acţionează în punctul exterior de angrenare unipară.

Din relatările anterioare reiese însă că, datorită abaterilor danturii, tabloul de angrenare se poate schimba substanțial, prin aceea că dintele în cazul cel mai defavorabil trebuie să preia deja în punctul de intrare în angrenare al capului întreaga forță. Urmează de aceea în DIN și TGL o verificare a valabilității calculului solicitării la piciorul dintelui în punctul de angrenare unipară exterior. Pentru aceasta, se recalculează solicitarea la piciorul dintelui pentru punctul de intrare în angrenare al capului dintelui sub considerarea factorului de repartiție al sarcinii $q_L = \beta_f$ cu ajutorul relației :

$$\sigma_i = \frac{P_{td}}{b\ m} q_k\, q_L. \tag{25}$$

Factorul de repartiție al sarcinii q_L poate fi luat dintr-o diagramă din TGL și DIN în funcție de încărcare și de abaterea pasului, respectiv calitatea de execuție după TGL 0—3962. Această diagramă a fost elaborată avînd la bază cercetări teoretice. Pe baza rezultatelor experimentale din lucrarea de față se pot verifica valorile din TGL și DIN.

Tabela 1 redă factorii de repartiție a sarcinii q_L luați din diagrama din TGL, corespunzător diferitelor abateri ce le-au avut roțile încercate și pentru diferite încărcări și factorii de repartiție ai sarcinii β_f, care au fost măsurați în timpul experiențelor.

Se observă că valorile date de TGL și DIN și cele măsurate corespund bine, valorile experimentale fiind mereu ceva mai mici ca cele calculate.

Tabela 1

Roți dințate încercate				q_L		$\beta_f = q_L$ după măsurări
A_{pb} µm	P_N/b kgf/cm	P_{td}/b kgf/cm	Calitatea după TGL 0–3962	TGL 10546	DIN 3990	
+13	250	235	6	0,69	0,755	0,65
+20	850	800	8	0,57	0,57	0,5
+30	850	800	9	0,64	0,64	0,6
+50	850	800	10	0,78	0,79	0,8
−30	500	470	9	0,79	0,795	0,75
−80	200	188	11	1	1	1

Concluzii. Lucrarea cuprinde calculul teoretic și determinarea experimentală a deformației dintelui și a repartiției sarcinii de-a lungul segmentului de angrenare la roți dințate cilindrice cu dinți drepți fără și cu abateri ale pasului de bază. Ca rezultat al determinărilor experimentale s-a stabilit că metoda de calcul din [3], [6] cuprinde bine condițiile reale și deci poate fi folosită.

Determinările experimentale arată o bună concordanță cu calculele teoretice; trecerile dintre angrenarea bipară la unipară și invers nu sînt așa de bruște, dar șocul de intrare și ieșire din angrenare are aceeași valoare ca în calculul teoretic.

Experiențele dovedesc că abaterile pasului de bază schimbă substanțial diagrama repartiției sarcinii între dinți, deci efectul lor trebuie luat neapărat în considerare la calculul modern de rezistență al roților dințate. Această considerare în metoda de calcul din DIN și TGL arată o bună suprapunere cu valorile experimentale.

Din deformația măsurată a dintelui se poate determina rigiditatea dintelui a cărei cunoaștere este necesară pentru determinarea forțelor dinamice și pentru cercetarea zgomotului roților dințate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Opitz, H.* și *Piekenbrink, R.* Untersuchungen an Zahnradbearbeitungsmaschinen. Forschungsbericht des Landes Nordrhein Westf. nr. 806. Westdeutscher Verlag Köln und Opladen.

[2] TGL 10545 și 10546. Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern mit Aussenverzahnung.

[3] *Schlaf, G.* Beitrag zur Steigerung der Tragfähigkeit und Laufruhe geradverzahnter Stirnräder durch Profilrücknahme. Diss. TH Dresden, 1962.

[4] *Fronius, St.* Studie zur Hornung des Flankenrichtungsfehlers — Gesichtspunkte des Konstrukteurs. În: Maschinenbautechnik 7, 1958, p. 373.

[5] *Kalkert, W.* Untersuchungen über den Einfluss der Fertigungsgenauigkeit auf den Zahnkraftverlauf und die Flankentragfähigkeit ungehärteter Stirnräder. Diss. TH Aachen, 1962.

[6] *Weber, C.* și *Banaschek, K.* Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern. Schriftenreihe Antriebstechnik H. 11. Braunschweig, Verlag Vieweg 1953.

CZ 621.914

Determinarea preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat

Ing. Francisc SAGYEBO şi ing. Victor CIUNGAN *

Este cunoscut faptul că precizia de prelucrare este condiţionată de precizia elementelor sistemului tehnologic din care dispozitivul face parte ca element auxiliar.

Precizia de lucru a dispozitivului este determinată în primul rînd de precizia poziţională a suprafeţelor sale de referinţă, ale reazemelor, caracterizate prin erorile de planeitate, perpendicularitate, excentricitate etc. Aceste erori sînt în directă legătură cu erorile de fabricaţie respective şi au un caracter sistematic, influenţînd în mod absolut precizia de lucru. De asemenea, precizia de lucru a dispozitivului, respectiv eroarea geometrică, depinde în mare măsură de durata exploatării, crescînd o dată cu aceasta.

Determinarea valorii acestor erori presupune executarea unor măsurări, atît la dispozitivul nou introdus în fabricaţie, cît şi la dispozitivul aflat în exploatare, pentru acesta din urmă şi pentru a-l scoate din fabricaţie atunci cînd erorile depăşesc limitele admise.

După cum se ştie, din punctul de vedere al preciziei de lucru, importanţă prezintă numai acele erori care au aceeaşi direcţie cu cea a cotei ce se cere a fi realizată.

Astfel, la dispozitivele de frezat este indicat să se precizeze direcţia acestor erori după axele $Oxyz$, constatîndu-se : Δ_{gx} este eroarea geometrică după axa Ox, Δ_{gy} — eroarea geometrică după axa Oy, Δ_{gz} — eroarea geometrică după axa Oz.

Mărimea erorilor geometrice reprezintă suma erorilor parţiale ale elementelor componente ale dispozitivului. De exemplu, pentru realizarea cotei după axa Oz, la un dispozitiv de frezat, piesa va fi caracterizată de o eroare reprezentînd abaterea de la planeitate a suprafeţei determinată de reazeme, faţă de baza de aşezare a dispozitivului pe masa maşinii. Făcînd abstracţie de abaterea de la paralelism a celor două suprafeţe ale dispozitivului, această eroare va fi determinată de diferenţa înălţimii cepurilor $H-H_1$ (fig. 1). Astfel, planul de aşezare al piesei nu va coincide cu planul de aşezare al dispozitivului avînd abateri în limitele toleranţei înălţimii cepurilor. În caz extrem, se poate întîmpla ca dintre cele trei cepuri ale suprafeţei principale de aşezare două să rezulte la dimensiunea $H + \delta_H$, iar unul la dimensiunea $H - \delta_H$, caz în care apare o abatere unghiulară :

$$\delta_\alpha = \text{arc tg} \frac{2\delta_H}{L},$$

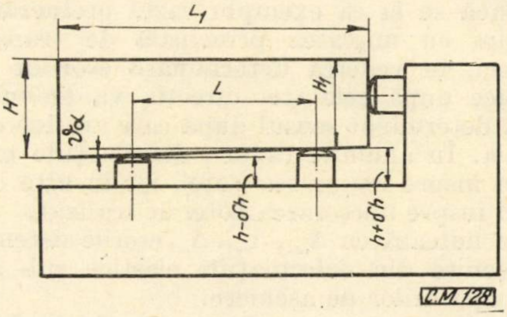


Fig. 1

iar abaterea cotei prelucrate, din cauza erorii geometrice a dispozitivului, va fi :

$$\Delta gz = H - H_1 = L_1 \cdot \text{tg}\, \delta_\alpha = L_1 \frac{2\delta_H}{L}. \quad (1)$$

Abaterea cotei H a cepului se poate reduce desigur dacă după instalarea cepurilor în corp se efectuează prelucrarea lor simultană. Această metodă poate fi aplicată în special la reazemele (cepurile) cu suprafeţe active plane şi mai puţin la cele zimţate sau sferice.

La maşinile-unelte cu mişcarea principală de rotaţie, la dispozitivele de prelucrat între vîrfuri, se poate considera ca eroare geometrică excentricitatea suprafeţei de aşezare a vîrfului în alezajul maşinii faţă de suprafaţa activă a acestuia. De asemenea, la dispozitivele de prelucrat pe arborele maşinii, excentricitatea suprafeţei de aşezare a dispozitivului faţă de baza de aşezare a fălcilor etc.

În general, exprimarea erorii geometrice totale după o direcţie oarecare, prin suma erorilor parţiale, este destul de dificilă, dat fiind şi faptul că aceste erori de multe ori se anulează parţial prin efecte contrarii. De aceea, este indicat ca erorile geometrice să fie stabilite prin măsurătorile făcute asupra ansamblului dispozitivului.

Erorile provenite din deformaţiile elastice. O altă sursă de erori care influenţează în mare măsură precizia de lucru a dispozitivului o constituie erorile rezultate din deformaţiile elastice ale diferitelor elemente, erori care apar ca urmare a forţelor exterioare : forţe de aşchiere, forţe de fixare etc. Desigur că şi în acest caz prezintă importanţă numai forţele respectiv deformaţiile în direcţia sau direcţiile cotei sau ale cotelor de executat.

---

* Ing. *F. Sagyebo* este şef de lucrări la Institutul politehnic Cluj, iar ing. *V. Ciungan* este asistent la acelaşi institut.

După cum este cunoscut, sub acţiunea forţelor exterioare, bazele de aşezare ale dispozitivului îşi schimbă poziţia faţă de poziţiile stabilite la reglare, suferă deformaţii elastice. La rîndul lor, deformaţiile elastice produc anumite erori care se pot considera erori sistematice sau întîmplătoare, după natura forţei ce le generează.

Dacă se ia ca exemplu cazul prelucrării pe maşini cu mişcarea principală de translaţie, atunci, în vederea determinării erorilor sistematice după cele trei direcţii, va trebui mai întîi determinat sensul după care are loc deformaţia. În anumite cazuri, deformaţiile produc erori înspre majorarea cotei, iar în alte cazuri erori înspre micşorarea cotei de realizat.

Se notează cu Δ_{ex1}, Δ_{ey1}, Δ_{ez1} erorile sistematice provenite din deformaţiile elastice sub acţiunea apăsărilor de aşchiere.

În figura 2 se arată un caz de prelucrare prin frezare cu freze cilindrice, cînd eroarea Δ_{ez1} este pozitivă, piesa caracterizîndu-se printr-o creştere a dimensiunii. Deformaţiile elastice au loc sub acţiunea componenţei P_v a forţei de aşchiere, care prezintă valoarea :

$$P_v = R \sin \alpha_0,$$

unde R reprezintă rezultanta forţei de frezare, iar P_t şi P_n — componenta tangenţială respectiv normală.

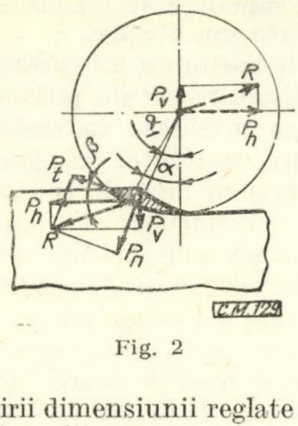


Fig. 2

Cazul măririi dimensiunii reglate apare atunci cînd există inegalitatea :

$$\beta > \alpha_1,$$

în care :

$$\beta = \text{arc tg} \frac{P_n}{P_t}, \qquad (2)$$

şi

$$\alpha_1 \cong \frac{2}{3} \alpha = \frac{2}{3} \frac{R_f - t}{R_f}, \qquad (3)$$

unde :

α_1 este unghiul determinat de normala pe direcţia avansului şi dreapta care trece prin centrul frezei şi centrul secţiunii aşchiei ;

α — unghiul aşchiei ;

R_f — raza frezei ;

t — adîncimea de frezare.

În acest caz, cele două părţi ale sistemului situat sub planul de prelucrare, respectiv deasupra planului de prelucrare, caută să se îndepărteze. Contrar acestuia, în cazul cînd există inegalitatea

$$\beta < \alpha_1,$$

cele două sisteme caută să se apropie, producînd micşorarea dimensiunii reglate.

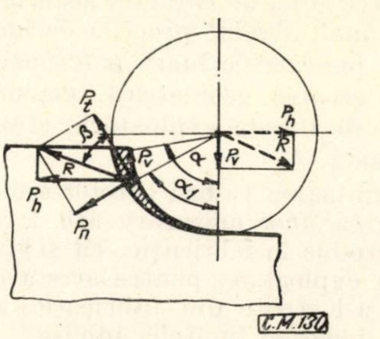


Fig. 3

În cazul particular cînd $\beta = \alpha_1$, deformaţiile ce au loc nu influenţează precizia cotei în direcţia Oz, respectiv $\Delta\, ez_1 = 0$.

În baza celor de mai sus, eroarea datorită deformaţiei elementelor dispozitivului va fi :

$$\Delta\, ez_1 = \Delta' ez_1 + \Delta'' ez_1 \qquad (4)$$

în care :

$\Delta' ez_1$ reprezintă deformaţia dispozitivului de fixare a piesei ;

$\Delta'' ez_1$ — deformaţia dispozitivului de fixare a frezei, adică :

$$\Delta' ez_1 = \frac{P_v}{j_{di}} \qquad (5)$$

şi :

$$\Delta'' ez_1 = \frac{P_v}{j_{do}}, \qquad (6)$$

în care :

j_{di} este rigiditatea dispozitivului de fixare a piesei, kgf/mm ;

j_{do} — rigiditatea dornului frezei, kgf/mm.

Trebuie menţionat că modificarea sensului deformaţiilor în funcţie de adîncimea de lucru este specifică numai prelucrării prin frezare cu freze cilindrice. Atît la prelucrările prin rabotare sau rectificare plană, deformaţiile care au loc produc totdeauna erori pozitive.

Rigiditatea j_{di} este determinată de rigiditățile parțiale ale elementelor componente ale dispozitivului putînd fi stabilite din relația:

$$\frac{1}{j_{di}} = \frac{1}{j_{d1}} + \frac{1}{j_{d2}} + \frac{1}{j_{d2}} + \cdots + \frac{1}{j_{dn}}, \qquad (7)$$

în care:

j_{d1} este rigiditatea îmbinării reazemului cu corpul dispozitivului;

j_{d2} — rigiditatea îmbinării corpului dispozitivului cu masa mașinii;

$j_{d3} \cdots j_{dn}$ — rigiditatea îmbinărilor altor elemente.

Determinarea valorilor parțiale ale rigidităților pe cale analitică este foarte dificilă, dat fiind numărul mare de factori de care depinde. Contactul elementelor îmbinate variază foarte mult nu numai ca urmare a erorilor de formă respective dar și din cauza variației neregularităților suprafețelor îmbinate. Spre deosebire de aceasta, determinarea experimentală a valorilor rigidităților îmbinărilor este foarte simplă și în același timp precisă. În acest scop se pot folosi simple dinamometre mecanice care corespund cel mai bine în condițiile de fabricație, neavînd elemente care să necesite îngrijiri sau manevrări deosebite.

Rigiditatea dornului frezei, dat fiind dimensiunile lui standard, reprezintă mărimi cu caracter mai general spre deosebire de rigiditatea dispozitivului care variază atît ca formă cît și dimensional.

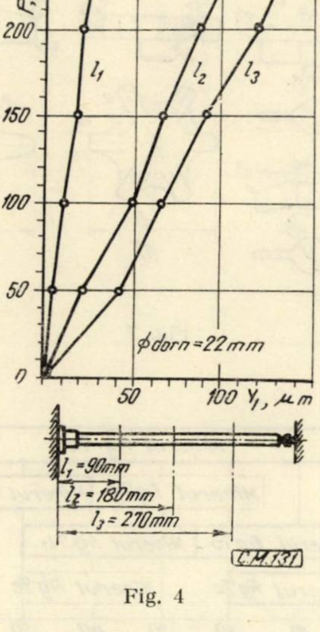


Fig. 4

În figurile 4, 5 și 6 se arată deformația dornurilor cu diametrele de 22, 27 și 32 mm, măsurate în trei plane caracteristice.

Sub acțiunea forțelor de așchiere, dispozitivul pentru fixarea sculei (dornul frezei) se comportă ca o grindă încastrată solicitată de o forță concentrată. Deformațiile Δ_{ez1} vor fi proporționale cu

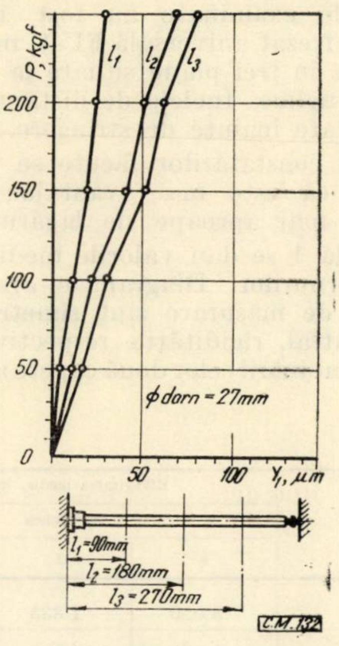


Fig. 5

forța rezultată din procesul de lucru P_v, bineînțeles dornul aflîndu-se în domeniul deformațiilor elastice. Determinarea legii după care au loc deformațiile este greu de stabilit analitic

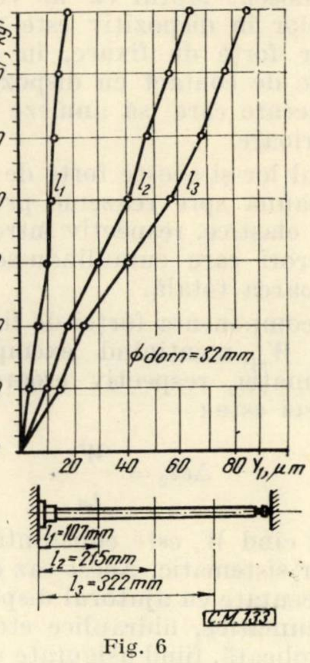


Fig. 6

din cauza așezării dornului pe reazeme, precum și a fixării frezei prin inelele de distanțare. La un capăt, dornul este așezat în alezajul conic al arborelui principal, iar la celălalt capăt se rotește liber în lagărul suplimentar. Pe lîngă acest fapt, inelele de distanțare fiind strînse, măresc considerabil rigiditatea dornului, reducîndu-i deformația.

Dornurile examinate au fost montate pe mașina de frezat universală FU-1, măsurîndu-se deformația în trei plane situate la 1/4, 1/2 și 3/4 din lungime. Inelele de distanțare au fost bine curățate înainte de strîngere.

În baza constatărilor făcute se poate trage concluzia că este mai avantajoasă așezarea frezei cît mai aproape de lagărul principal.

În tabela 1 se dau valorile medii ale rigidităților dornurilor. Diagramele arată că deși secțiunile de măsurare sînt simetrice față de planul central, rigiditățile respective diferă ca urmare a îmbinării celor două capete ale dornului.

Tabela 1

Diametrul mm	Rigiditatea medie, kgf/mm		
	secțiunea		
	1	2	3
22	8 050	1 835	2 240
27	8 940	3 290	3 785
32	20 800	3 530	5 080

Din experiențele efectuate rezultă că se poate ajunge la o mărire a rigidității în cazul cînd inelele de distanțare se strîng mai mult.

Este cunoscut faptul că în vederea menținerii pieselor în dispozitiv este necesară aplicarea unor forțe de fixare, în scopul creării în punctele de contact cu dispozitivul a unor forțe de frecare care să anuleze influența forțelor exterioare.

La rîndul lor și aceste forțe de fixare orientate totdeauna spre reazeme produc anumite deformații elastice, respectiv introduc în sistem anumite erori care cumulîndu-se cu celelalte măresc eroarea totală.

Notînd componenta forței de fixare pe direcția Oz cu W_z, menținînd exemplul luat mai sus, deformația, respectiv eroarea din cauza fixării piesei este :

$$\Delta ez_2 = \frac{W_z}{j_{ai}}. \qquad (8)$$

În cazul cînd W_z este constantă, eroarea are un caracter sistematic. Acest caz caracterizează fixările executate cu ajutorul dispozitivelor mecanice pneumatice, hidraulice etc., unde forța de fixare aplicată, fiind asigurate unele condiții, se menține practic constantă la fiecare piesă a lotului prelucrat. La dispozitivele prevăzute cu mecanism de fixare acționat manual, forțele transmise nu au un caracter constant, fapt care se datorește nu numai factorilor subiectivi privind posibilitățile de apreciere a efortului transmis, ci și formei mînerului de acționare.

Forța de fixare aplicată cu mecanismul acționat manual nu este deci constantă ci variază în limitele $W \pm \delta_w$. Astfel, nici componenta forței de fixare pe direcția cotei nu va fi constantă, variind în limitele $W_z \pm \delta w_z$. Dat fiind faptul că sistemul nu este absolut rigid, această variație a forței de fixare creează condiții variabile de fixare, modificînd poziția bazei dispozitivului. Din această cauză, la dispozitivele acționate manual se poate considera și o componentă întîmplătoare a forței de fixare :

$$\delta ez_2 = \frac{\delta_W}{j_{ai}}. \qquad (9)$$

În figura 7 se arată cîteva forme uzuale de mînere de acționare folosite la mecanismele de fixare cu filet. Rezultatele încercărilor efectuate în legătură cu determinarea momentului transmis sînt redate în graficul din figura 8.

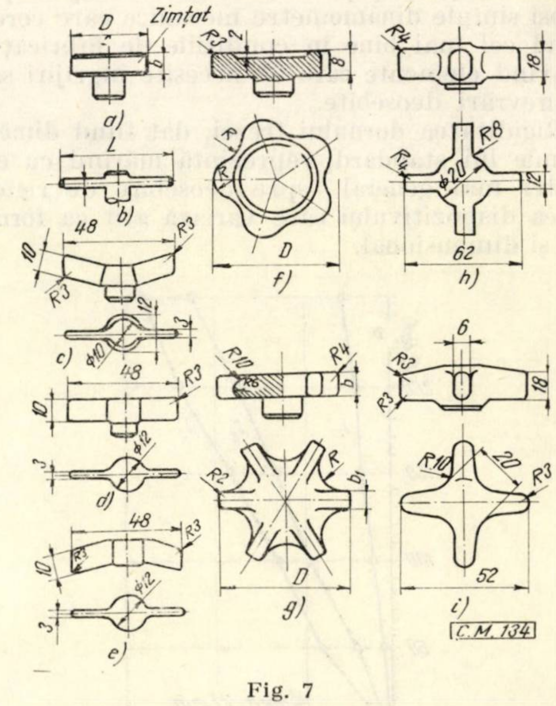


Fig. 7

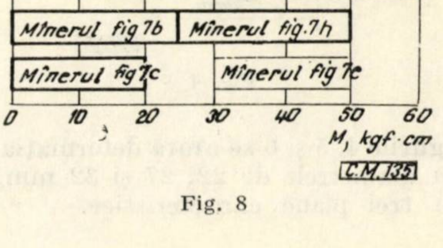


Fig. 8

În tabela 2 se arată dispersia medie a forţei de fixare în funcţie de forma mînerului.

Tabela 2

Nr. crt.	Mînerul	Dispersia C, %
1	fig. 7,a	35
2	fig. 7,b	32
3	fig. 7,c	30
4	fig. 7,d	30
5	fig. 7,e	30
6	fig. 7,f	28
7	fig. 7,g	25
8	fig. 7,h	28
9	fig. 7,i	28

Valoarea forţei δ_w este proporţională cu dispersia C, adică

$$\delta_{u2} = \frac{C}{100} W_z. \tag{10}$$

Pentru determinarea acestei valori se va folosi coeficientul C din tabela 2 pentru mînerul respectiv.

La dispozitivele acţionate mecanic, forţa de fixare menţinîndu-se constantă, $C = 0$ şi astfel δ_{u2} este egal cu zero.

Erorile provenite din cauza deformaţiei de contact. Sub acţiunea forţelor de aşchiere şi de fixare, suprafaţa de bază a piesei, în punctele de contact cu reazemele, va suferi deformaţii plastice (deformaţii de contact). Prin aceste deformaţii se modifică de asemenea deformaţia piesei. Piesa se va deplasa ; această deplasare, în cazul unui reazem dat, va fi cu atît mai accentuată cu cît forţele vor fi mai mari şi suprafaţa piesei va avea o duritate superficială mai mică. Mărimea deformaţiei de contact depinde de asemenea şi de natura suprafeţei active a reazemului care poate fi : sferică, zimţată sau plană.

În nomograma din figura 9 se arată deplasarea Δc a suprafeţei de aşezare a piesei sub acţiunea forţei F, în cazul aşezării pe reazeme cu suprafeţe sferice de rază r, cu duritatea reazemului de 55 HRC, materialul de prelucrat fiind un oţel cu duritatea HB $= 140 \ldots 290$.

În nomograma din figura 10 se arată aceeaşi deformaţie de contact, la piese aşezate pe reazeme cu suprafeţe active zimţate.

Luîndu-se în considerare cele de mai sus, eroarea sistematică datorită deformaţiei de contact sub acţiunea componentei P_v a forţei rezultante de frezare este :

$$\Delta cz_1 = f\,(P_v,\ \mathrm{hb}_{med}). \tag{11}$$

Din nomogramele respective se vor lua forţele P_v (în nomograma F), iar HB_{med} reprezintă duritatea medie a suprafeţei de bază a piesei. Este cunoscut de asemenea că duritatea superficială a semifabricatelor unui lot de piese variază în anumite limite. La primele operaţii de prelucrare sau în cazul cînd semifabricatele nu se tratează termic între operaţii, se poate considera variaţia durităţii admise de standarde.

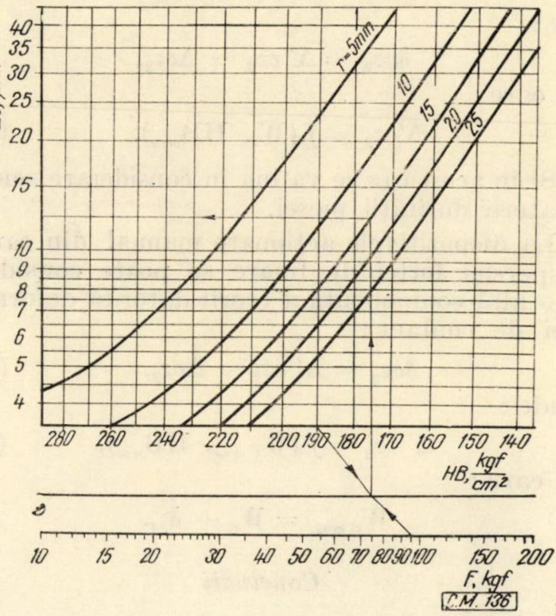


Fig. 9

Variaţia durităţii superficiale introduce deci şi o componentă întîmplătoare a deformaţiei de contact, care se poate calcula după relaţia :

$$\delta cz_1 = \Delta' cz_1 - \Delta_{ez1}, \tag{12}$$

unde :

$$\Delta' cz_1 = f\,(P_v,\ \mathrm{HB}_{min}), \tag{13}$$

determinate din nomograma respectivă.

În cazul cînd duritatea superficială a pieselor are abatere în plus, determinarea lui δcz_1 se

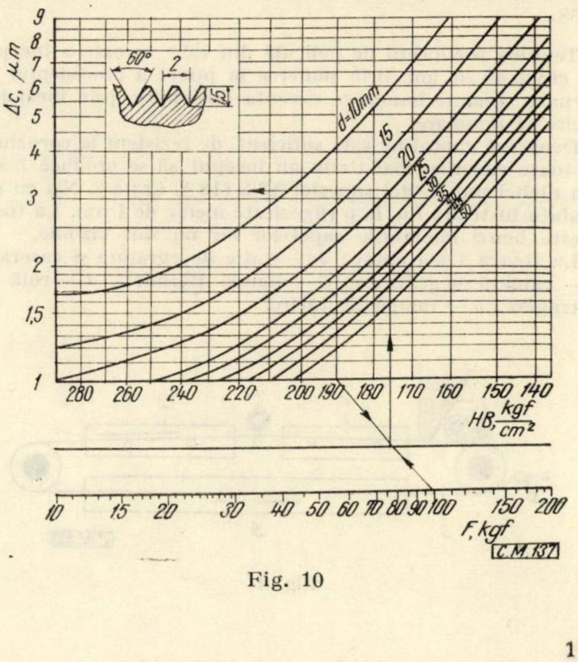


Fig. 10

face în funcţie de aceasta, luîndu-se în considerare sensul erorii.

În mod similar se determină şi eroarea de contact cauzată de forţa de fixare :

$$\Delta cz_2 = f\,(W_z,\ \mathrm{HB}_{med}), \tag{14}$$

iar :

$$\delta cz_2 = \Delta' cz_2 - \Delta cz_2, \tag{15}$$

în care :

$$\Delta' cz_2 = f\,(W_z,\ \mathrm{HB}_{min}). \tag{16}$$

Şi în acest caz se va lua în considerare sensul abaterii durităţii piesei.

La dispozitivele acţionate manual, din cauza dispersiei forţei de fixare se poate considera şi o altă componentă a erorii datorită deformaţiei de contact :

$$\delta cz_3 = \Delta'' cz_2 - \Delta cz_2, \tag{17}$$

unde :

$$\Delta'' cz_2 = f\,(W_{z\ max},\ \mathrm{HB}_{med}), \tag{18}$$

în care :

$$W_{z\ max} = W_z + \delta_{wz}.$$

Concluzii

În baza celor arătate, ţinîndu-se seamă de cazurile în care are loc prelucrarea, precum şi de sensul abaterii durităţii superficiale a piesei, se poate determina relaţia generală pentru calculul preciziei dispozitivelor de aşezare a pieselor (dispozitive de frezat).

Pentru dispozitive cu mecanisme de fixare acţionate manual :

$$\Delta_z = \Delta_{gz} + \Delta_{ez1} + \Delta ez_2 + \Delta cz_1 + \Delta cz_2 + \\ + \sqrt{\delta^2 ez_2 + \delta^3 cz_1 + \delta^2 cz_2 + \delta^2 cz_3}, \tag{19}$$

iar pentru dispozitivele cu acţionare pneumatică, hidraulică etc. :

$$\Delta_z = \Delta gz + \Delta ez_1 + \Delta ez_2 + \Delta cz_1 + \Delta cz_2 + \\ + \sqrt{\delta^2 cz_1 + \delta cz_2}\,. \tag{20}$$

Influenţa erorii dispozitivului asupra preciziei de lucru se poate reduce dacă, la reglarea dispozitivului se ţine seamă de valorile componentelor erorilor sistematice, determinate în prealabil în funcţie de condiţiile concrete de prelucrare.

Trebuie menţionat faptul că mărimea forţelor luate în considerare pentru determinarea erorilor corespunde forţelor maxime care încarcă reazemul cel mai solicitat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tache, V.* şi *Stănescu, I.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Ed. did. şi ped., 1964.

[2] *Sagyebo, F.* Contribuţii la determinarea erorii de bazare admisibile la prelucrarea pieselor de maşini de frezat orizontale. În : Buletinul ştiinţific al I. P. Cluj, nr. 7, 1964.

[3] *Lăzărescu, I.*, *Sagyebo, F.* şi *Ciungan, V.* Contribuţii la determinarea erorilor ce apar la fixarea pieselor în dispozitive. În : Buletinul ştiinţific al I. P. Cluj, nr. 8, 1965

Documentare

Bandă metalică precisă. In: Fördern und Heben, nr. 8, 1968.

Tehnica producerii de peliculă din tobe turnate a început de circa 40 de ani, prin punerea la punct a procedeului de turnare. Înainte banda se executa din cupru, prin încălzire, răcire şi laminare.

Deoarece cuprul nu este suficient de rezistent la coroziune în toate cazurile, mai tîrziu au început să se producă benzi din nichel pur şi oţel superior 18/8 (18 % Cr ; 8 % Ni) cu suprafaţa lustruită fin, la o rugozitate medie de 1 µm. La toate aceste benzi îmbinările capetelor lor nu sînt vizibile.

La figura 1 s-a notat : *1* — staţie de curăţare şi caşerare, *2* — cameră de gelificare, *3* — bandă Berndorf, *4* — rolă de extragere, *5* — rampă de răcire.

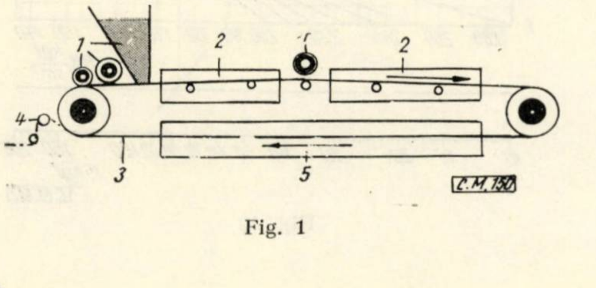


Fig. 1

La exteriorul benzilor se aplică filme foto, Röntgen şi de curînd, materiale plastice, foi de tutun, izolaţii, decoraţii şi materiale pentru ambalaje. Posibilitatea de aplicare a mai multor straturi printr-o singură operaţie tehnologică se realizează prin caşerarea textilelor şi a foliilor (acestea pot fi înlocuite cu P.V.C.).

Benzile din cupru şi nichel se produc pînă la lungimea de 85 m şi lăţimea de 1,55 m. Benzile din oţel aliat se produc pînă la lungimea de 120 m şi o lăţime maximală de 3 m. La benzile cu grosimea cuprinsă între 0,5 şi 1,2 mm, se garantează o abatere la grosimea de 0,01 mm. Aceste benzi obţinute prin turnare pot fi livrate şi fără prelucrarea specială a suprafeţelor lor, în acest caz putînd fi utilizate ca benzi de transport.

A. M.

Cuplaj hidrodinamic de antrenare şi siguranţă. În : Fördern und Heben, nr. 11, 1968.

Momentul de rotire al noului tip de cuplaj Simplaturbo (fig. 1) se transmite prin crearea unui circuit de ulei care se pune în mişcare între pompă şi roata turbinei. Sistemul celor două roţi cu cupe este astfel dispus încît să nu încarce cu sarcini axiale lagărele cu rulmenţi.

Cuplajul antrenat direct de motor ajunge aproape instantaneu la o turaţie înaltă şi, în plin mers, sensul de rotaţie poate fi inversat în mod rapid. Momentele de pornire şi de regim pot fi variate în limite foarte largi, în funcţie de nivelul uleiului.

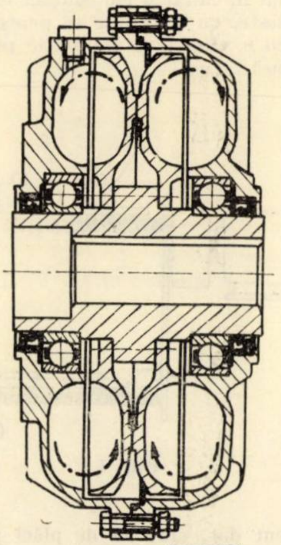


Fig. 1

Un grad de protecţie suplimentar al cuplajului îl constituie nişte şuruburi din material fuzibil. Ele se topesc în caz de supraîncălzire, uleiul putînd curge în exterior; în acest fel, transmisia puterii este întreruptă. Astfel, arderea bobinajului unui motor este practic exclusă.

Aceste cuplaje se deosebesc şi prin faptul că nu accelerează mase mari care să ducă la momente de inerţie exagerate, pornirea putîndu-se face fără şocuri şi supraîncărcări. Împreună cu un electromotor cu rotorul în scurtcircuit constituie în multe cazuri un înlocuitor economic pentru acţionările cu reostat de pornire, cu rotor cu inele.

A. M.

Instalaţie de vid pentru eliminarea hidrogenului din piese după acoperire galvanică. S. A. Sîsoev. În: Vestnik maşinostroenia, nr. 7, 1968.

În procesul de acoperire galvanică a pieselor mici de oţel (arcuri, şaibe etc.) are loc saturarea acestora cu hidrogen, ceea ce duce la fragilitate, rupere şi alte defecţiuni. Practica a arătat că folosirea pieselor cu astfel de defecţiuni generează un număr însemnat de rebuturi.

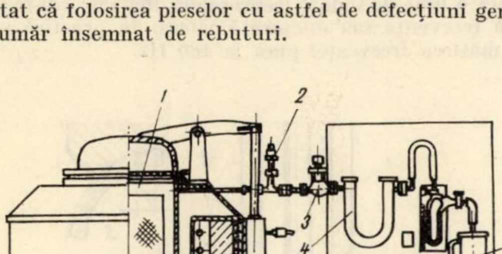


Fig. 1

Pentru evitarea acestor consecinţe s-a construit o instalaţie de vid pentru eliminarea hidrogenului după acoperire galvanică. Instalaţia este prezentată în figura 1 (*1* — recipient de vid; *2* — robinet; *3* — ventil; *4* — filtru; *5* — balon de siguranţă; *6* — pompă de vid; *7* — electromotor; *8* — încălzitor electric tubular; *9* — baie de salpetru; *10* — cuptor de vid; *11* — conteiner pentru piese). Piesele care urmează să fie tratate sînt aşezate într-un cilindru construit din tablă perforată de oţel, ce este introdus în recipientul de vid. Capacitatea acestuia este de 30 l. Soluţia din baia *9* cuprinde 50% salpetru de sodiu şi 50% salpetru de potasiu, în soluţie fiind dispus încălzitorul electric tubular. Acest sistem asigură încălzirea uniformă a pieselor, reglarea temperaturii soluţiei făcîndu-se automat.

Recipientul de vid este închis etanş cu un capac, cu ajutorul unei garnituri plasate în canelurile flanşei de îmbinare. Deschiderea şi închiderea recipientului este realizată de un sistem pneumatic. După închiderea recipientului se cuplează pompa de vid, prin manevrarea corespunzătoare a robinetului *2* de legătură cu atmosfera şi a ventilului *3* al transmisiei şi prin pornirea electromotorului *7*, de 0,6 kW. Pompa este decuplată la atingerea depresiunii de 0,5 torr şi piesele se menţin în recipient timp de 2 h la temperatura de 220—250° C. Sfîrşitul ciclului este anunţat printr-un semnal sonor, comandat automat. La emiterea semnalului, se închide ventilul *3* şi se deschide robinetul *2*, stabilindu-se astfel legătura recipientului cu atmosfera. Piesele sînt apoi extrase din recipient şi răcite liber.

Metoda prezentată permite micşorarea procentului de rebuturi pînă la 3%. Instalaţia poate fi utilizată şi pentru tratarea lingourilor de metal după turnare.

Gabaritele instalaţiei: lungime — 2400 mm, lăţime — 1160 mm, înălţime — 1400 mm, greutate — 1470 kg, greutatea unei încărcături de piese — 25 kg.

G. Z.

Fabricarea pieselor prin aglomerarea plăcilor de ftoroplast-4. I. Z. Cernin şi A. I. Taburova. În: Vestnik maşinostroenia, nr. 7, 1968.

Prelucrarea ftoroplastului-4 este îngreuiată datorită fluidităţii sale reduse la temperaturi înalte. În legătură cu aceasta prezintă interes fabricarea pieselor prin aglomerarea plăcilor de ftoroplast-4. Metoda se bazează pe proprietatea de dilatare volumică mare a materialului la schimbarea de fază.

Pe o montură metalică se înfăşoară strîns placa de ftoroplast, îmbrăcînd-o apoi cu o bandă flexibilă rezistentă la temperaturi înalte, dintr-un material cu coeficient de dilatare mai mic decît cel al floroplastului. Se încălzeşte pachetul astfel format peste temperatura de topire a ftoroplastului (327° C), efectul de comprimare creat determinînd aglomerarea straturilor respective.

Pentru încercări s-au utilizat plăci de ftoroplast-4 cu lăţimea de 30 mm şi grosimea de 0,1 mm, obţinute prin tăiere pe strung din blocuri de acest material. Ca material flexibil de acoperire s-a folosit bandă de sticlă marca LAS cu lăţimea de 15 mm şi grosimea de 0,12 mm. Pachetele au fost pregătite pe ţevi de duraluminiu cu diametrul de 200 mm şi grosimea peretelui de 2 mm, pe care s-au înfăşurat zece straturi de ftoroplast în elice, cu pasul de 3 mm, la o forţă de întindere de 0,5 kgf. Banda de sticlă a fost înfăşurată cu pasul de 2 mm, la diferite forţe de întindere, folosindu-se acelaşi dispozitiv fixat pe suportul strungului ca şi la înfăşurarea ftoroplastului.

S-a trecut la încălzirea pachetelor pînă la 350—415°C timp de 20—25 min, cu menţinerea la această temperatură pe o durată depinzînd de grosimea peretelui pachetului; în cazul prezentat durata menţinerii s-a ridicat la 60 min. În continuare, pachetele au fost introduse în apă la 50° C. S-au obţinut astfel tuburi de ftoroplast cu grosimea peretelui de 1 mm, din care s-au tăiat epruvete standardizate.

În figura 1 se arată dependenţa caracteristicilor mecanice ale materialului de forţa de întindere P a benzii de sticlă, procesul de aglomerare fiind efectuat la 370 ± 5° C (σ — limita de rezistenţă; δ — alungirea specifică; *1* — în direcţia de înfăşurare a plăcilor; *2* — în direcţia perpendiculară pe direcţia de înfăşurare). Se observă că mărimile σ şi δ acuză o creştere o dată cu forţa P, la valoarea 8—9 kgf a acesteia obţinîndu-se caracteristicile optime. La forţe de întindere mai mari eficienţa procesului scade, peste 12 kgf ajungîndu-se la distrugerea materialului.

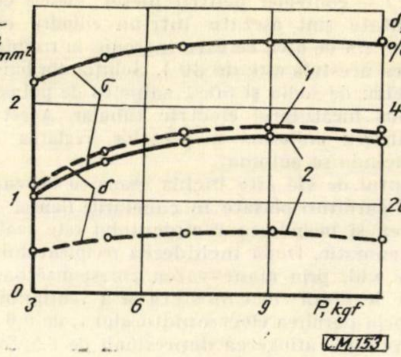


Fig. 1

În figura 2 este redată variaţia mărimilor σ şi δ în funcţie de regimul de aglomerare (curbele *1* şi *2* cu aceeaşi semnificaţie ca şi în figura 1). Se constată că regimul optim este situat în domeniul 350—400° C.

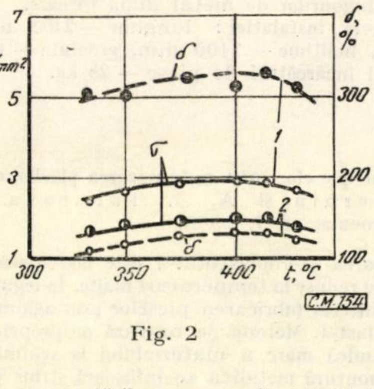


Fig. 2

În continuarea cercetărilor s-au realizat îmbinări formate din două plăci de ftoroplast-4 de 300 × 400 × 1 mm, separate printr-o foaie de aluminiu de 200 × 200 × 0,01 mm şi supuse aglomerării prin metoda prezentată. Prin încercări efectuate pe epruvete din astfel de îmbinări aglomerate la 350—390° C s-a determinat limita de rezistenţă de 2,1—2,25 kgf/mm², faţă de valoarea 1,44 kgf/mm² corespunzătoare îmbinărilor de ftoroplast sudate.

Aplicarea metodei de aglomerare a ftoroplastului-4 deschide perspective de fabricare a diferitelor piese, cum sînt tuburile netede şi gofrate, recipienţii, dispozitivele de strîngere, flanşele etc.

G. Z.

Transportor cu acţionare elicoidală, folosit în industria electrotehnică. În: Mechanical Handling, nr. 3, 1968.

La întreprinderea de produse electrotehnice SCM SHETLAND din Massachusetts — S.U.A. este utilizat un transportor elicoidal lung de 15 m, într-un mod cu totul particular. În loc de a se roti la suprafaţă, ca în cazul majorităţii transportoarelor elicoidale, în această instalaţie, o tijă elicoidală se roteşte într-un canal apropiat de suprafaţa bancului de lucru.

Nu numai costul instalaţiei noi este aproximativ de două trei ori mai mic decît al instalaţiei obişnuite dar şi întreţinerea este neglijabilă; în timp ce costul producţiei scade cu 15%, calitatea produsului este menţinută şi randamentul pe m² creşte cu 40%.

La primul punct de lucru, un operator plasează pe traseu o placă *2* construită special. Placa are 50,8 cm lungime şi 35,6 cm lăţime şi este realizată să suporte două amestecătoare *3*. Dedesubtul plăcii se află două secţiuni dinţate *4*, din metal. Atunci cînd operatorul aşază placa pe banc, el o fixează între două ghidaje. De aici, dinţii metalici sînt introduşi automat în canal şi iau contact cu tija elicoidală *1*. Cum tija se roteşte, cu o turaţie ce poate fi variată, placa se va deplasa cu o viteză de translaţie precisă. Alunecarea plăcii este exclusă.

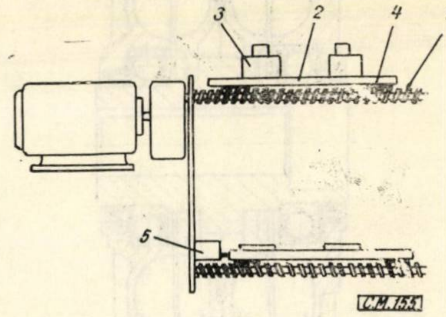


Fig. 1

La un moment dat, sînt 24 de plăci pe tija elicoidală. Cînd o placă ajunge la capătul mesei, ultimul operator dă jos de pe placă agitatoarele şi o desprinde de pe tija elicoidală superioară, depunînd-o pe cea inferioară.

Tija elicoidală inferioară se roteşte cu mult mai repede decît cea superioară, în aşa fel încît în acelaşi timp, pe aceasta nu pot fi mai mult de două sau trei plăci.

A. M.

Sudarea ţevilor prin rezistenţă cu curenţi de joasă şi înaltă frecvenţă. Siegenthaler. În: Schweissţechnik-Soudure, nr. 8, 1968.

Sudarea prin rezistenţă a ţevilor cu pereţi subţiri poate fi efectuată folosind surse de energie electrică cu curenţi de joasă sau de înaltă frecvenţă. În cazul folosirii unei frecvenţe înalte, aceasta poate fi transmisă fie prin inducţie, fie prin contacte glisante.

În figura 1 (*1* — rolă-electrod; *2* — izolaţie; *3* — ţeavă; *4* — sudură; *5* — galeţi de presare; *f* — faţa de presare) se arată schematic procedeul de sudare longitudinală a ţevilor prin presiune, prin rezistenţă, la care se foloseşte frecvenţa de 50—350 Hz şi curenţi de 100—200 kA, cu o tensiune de 3—5 V. La frecvenţa de 50 Hz se formează 100 puncte de sudură pe secundă, astfel încît la o viteză de 25 m/min se obţine un pas între puncte de 4,17 mm, ceea ce nu oferă o linie de sudură ireproşabilă, din care cauză trebuie mărită frecvenţa sau micşorată viteza. În practică se foloseşte mărirea frecvenţei pînă la 180 Hz.

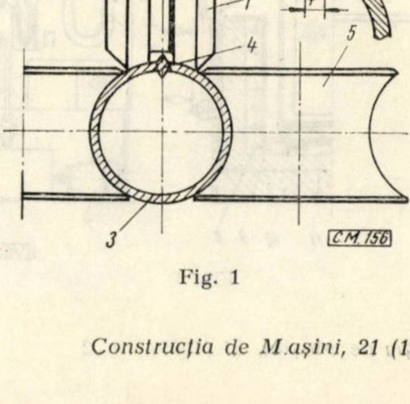


Fig. 1

În vederea obţinerii unei calităţi cît mai uniforme, se folosesc table decapate, laminate la rece. Dacă se folosesc table laminate la cald, ele trebuie sablate în zona contactelor. Cu acest procedeu se obţine în prezent o calitate ireproşabilă, rezistînd la orice fel de încercare. Dezavantajul procedeului constă în aceea că uzura rolelor-electrod necesită rectificări dese, ceea ce la rîndul său atrage noi reglaje din cauza schimbării suprafeţelor de contact şi de apăsare.

Pentru sudarea ţevilor, cea mai înaltă frecvenţă folosită este de 450 kHz; puterea generatoarelor variază între 30 şi 500 kW. În cazul frecvenţelor înalte este folosit efectul pelicular care face ca piesa străbătută de curent să fie încălzită la suprafaţă pe o grosime foarte redusă; efectiv grosimea nu depăşeşte 3 mm, cînd marginile ajung la temperatura de sudare. Prin presarea marginilor în timpul operaţiei, impurităţile şi incluziunile sînt ejectate în afara cusăturii; partea proeminentă rămasă este apoi rabotată.

La sudarea prin inducţie, inductorul care înconjoară ţeava este plasat în jurul ţevii încă nesudate, la cîţiva milimetri de începutul sudurii. Curentul indus în ţeavă circulă în lungul marginilor încă neîmbinate, deschise în V ascuţit către peretele de sudare. În vederea ameliorării randamentului se introduce în ţeavă un miez din fier (impeder) care concentrează cîmpul în dreptul marginilor de sudat. La sudarea cu curent de IF cu contacte glisante, în locul inductorului se pune în contact direct sursa de IF cu marginile ţevii prin două contacte glisante *3*, conform figurii 2 (*1* — ţeavă; *2* — galeţi de presare; *3* — contacte glisante; *4* — circuit electric pe circumferinţa ţevii; *5* — adîncimea de pătrundere electrică sub punctul Curie; *6* — adîncimea pătrunderii electrice la punctul Curie; *7* — adîncimea pătrunderii electrice deasupra punctului Curie; *8* — adîncimea pătrunderii la efectul de apropiere; *9* — punctul de sudură de contact; *10* — sudura).

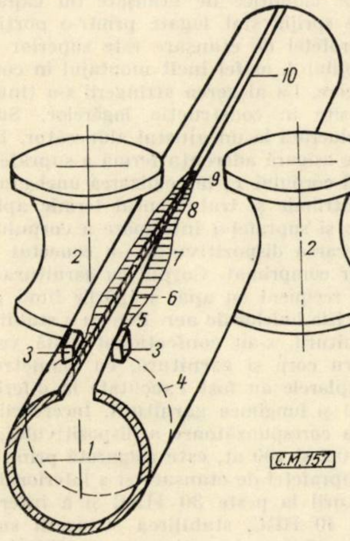


Fig. 1

Sudarea prin procedeul cu contacte glisante prezintă avantajul unui transfer de curent cu mai puţine pierderi, mai precis distribuit, astfel încît zona adusă la temperatura de sudare este mai redusă, iar sudurile rezultate sînt mai înguste. Este necesar ca tabla în dreptul contactelor să fie absolut curată. Sudurile sînt de calitate constantă şi superioară.

Pentru ţevi executate prin aceste procedee, se folosesc oţelurile Martin cu conţinut redus de carbon, iar de dată mai recentă, oţelurile de convertizor suflate cu oxigen. Ţevile de calitate, după sudare, se normalizează la 920°C. Presiunile de încercare sînt de 70—100 kgf/cm^2.

V. I.

Sudarea cu jet de plasmă. P. Demars. În: Soudage et Techniques connexes, nr. 5/6, 1968.

La sudarea tablelor subţiri cu jet de plasmă, topirea marginilor de îmbinat formează în îmbinare un orificiu, datorită deplasării metalului topit, astfel încît arcul de plasmă traversează total zona sudurii. Pe măsură ce arcul înaintează, baia de sudură, menţinută de tensiunea superficială, se solidifică în urma orificiului format. Pentru micşorarea lăţimii sudurii, se folosesc arzătoare cu două găuri suplimentare mai mici, de o parte şi de alta a orificiului central; cu aceasta viteza de sudare poate fi mărită. Se foloseşte curent continuu, polaritatea directă legată la catodul din wolfram toriat. Polaritatea inversă este folosită la aliaje uşoare.

Pentru sudarea cap la cap, pătrunderea se produce pe întreaga grosime a sudurii datorită coloanei arcului care traversează pînă pe partea opusă sudării. Sudurile cap la cap se execută fără dispozitiv de susţinere la rădăcină. Pentru metalele uşor oxidabile la acţiunea atmosferei, în special cele reactive, este necesară o protecţie bună a rădăcinii şi pe partea opusă. Sudarea poate fi executată cu distanţa arzător-sudură destul de mare. Primul strat de la rădăcină se execută cu o distanţă arzător-sudură de 25—30 mm.

Pentru sudarea pieselor subţiri (sub 1 mm), se foloseşte procedeul cu microplasmă, unde sînt folosiţi curenţi de 1—10A. Pentru sudarea acestor lungimi se folosesc arce lungi, care au o bună vizibilitate. Deformaţiile sînt reduse.

Grosimile pînă la 7 mm se sudează fără prelucrarea marginilor şi sudura se execută într-o singură trecere. Grosimile între 7 şi 12 mm se sudează după ce muchiile marginilor au fost teşite în Y pe o mică grosime. Sudarea se execută în două treceri.

Pentru grosimi pînă la 6 mm, nu este necesar metal de adaos decît numai în cazul cînd este necesară o îngroşare a sudurii.

În prezent, procedeul de sudare cu jet de plasmă este în introducere, în special la oţeluri inoxidabile, deoarece se pot suda grosimi importante într-o singură trecere fără prelucrarea marginilor, ceea ce face ca procedeul să fie foarte economic.

V. I.

Pomparea magnetică. În: Science et Vie, nr. 609, iunie 1968.

O pompă fără piston şi fără palete de turbină a fost pusă la punct în S.U.A. Invenţia Harry H. Herman prezintă un mare interes pentru industria spaţială şi pentru elaborarea metalelor sub presiune, astfel încît brevetul a şi fost cumpărat de diferite firme. În loc ca lichidul să fie pompat cu ajutorul unui piston care culisează într-un cilindru, acesta circulă în ţevi sub efectul forţelor magnetice dezvoltate de cîmpurile oscilante plasate în lungul corpului pompei.

Pomparea magnetică nu este aplicabilă decît la fluidele bune conducătoare de electricitate, condiţie ce poate fi îndeplinită foarte frecvent. Este suficient să se adauge sare apei pentru ca aceasta să devină conducătoare de electricitate. Forţele magnetice pot să facă la fel de bine să circule un gaz sau chiar un solid în stare de pulbere foarte fină. Circuitul poate fi complet etanş, ceea ce constituie un mare avantaj pentru pomparea lichidelor toxice sau radioactive.

Inventatorul a conceput chiar un giroscop în care un lichid care se roteşte foarte rapid înlocuieşte roata clasică. În aceeaşi ordine de idei, un metal lichid poate fi rotit pentru a se efectua turnarea sub presiune, în loc ca întreaga formă să trebuiască să fie rotită.

O. M.

Fabricarea manşoanelor cu aliaje dure. V. D. Esipenko, I. G. Diner şi M. G. Avrutis. În: Maşinostroitel, nr. 7, 1968.

La uzina din Kiev de releuri şi aparataj pentru strunguri şi alte maşini-unelte automate se fabrică manşoane armate în interior cu aliaj din VK6M. Folosirea acestor manşoane duce la micşorarea numărului de reglaje şi la îmbunătăţirea calității pieselor prelucrate, durabilitatea noilor manșoane fiind superioară durabilității manșoanelor de oțel.

Fabricarea manșoanelor cu aliaje dure cuprinde patru etape: a) pregătirea corpului de oțel; b) pregătirea inserției de aliaj dur; c) solidarizarea inserției cu corpul și tratamentul termic și d) prelucrarea manșonului asamblat.

Corpul de oțel se execută pe strung cu adaos de 0,5 mm pentru rectificarea suprafeței interioare. Orificiul interior se strunjește în așa fel încît să permită presarea liberă a inserției de aliaj dur în limitele clasei a treia de precizie. În corp se frezează caneluri și o fereastră pentru a împiedica arcuirea în timpul lipirii inserției și tratamentului termic.

Inserția-semifabricat se obține prin presare, cu adaos minim pe orificiul de lucru: 0,15 mm pe diametru la orificiile circulare și 0,04—0,1 mm pe dimensiune la orificiile hexagonale. Presa de formare (fig. 1) cuprinde matrița *3* poansonul *1*, acul *4*, suportul acului *6*, bucșa *5* și inelul *2* pentru reglarea înălțimii inserției. Poansonul *1* este introdus în matriță pentru presare liberă. Înălțimea camerei de încărcare a matriței este de 2,5—3 ori mai mare decît înălțimea inserției presate. Duritatea suprafeței matriței, obținută prin cromare, este de 60—62 HRC. La stabilirea dimensiunilor matriței și acului s-a ținut seama de coeficienții de stricțiune determinați prin numeroase experiențe.

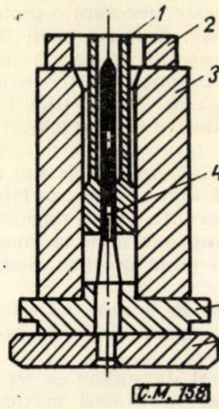


Fig. 1

După aglomerarea semifabricatului, inserția este rectificată la exterior cu piatră de diamant.

Lipirea inserției în corp și tratamentul termic se execută pe o instalație CIF. Drept aliaj de lipire se folosesc două inele de oțel LST-9, din sîrmă cu diametrul de 0,8—1,5 mm. Unul din inele este așezat în fundul orificiului din inserție, iar celălalt — deasupra manșonului. Se utilizează borax topit ca fondant pentru deshidratare.

Lipirea și tratamentul termic sînt diferențiate în funcție de tipul manșonului. De exemplu, la lipirea manșoanelor de strîngere trebuie realizată și călirea corpului; în acest scop în inductor se încălzesc simultan conul de așezare și partea elastică a manșonului. Imediat după lipire, manșonul este introdus în ulei de axe încălzit la 60—80°C, în așa fel încît nivelul uleiului să nu depășească 1/3 din con, pentru ca uleiul să nu vină în contact cu aliajul dur topit. După călire manșonul este revenit în cuptor la 280—300° C timp de 4—6 h.

La sfîrșitul tratamentului termic, manșonul este curățat pe strung și rectificat între centre la exterior și pe con. Prelucrarea interiorului se execută prin metode ce depind de dimensiunile manșonului.

Astfel, interiorul manșoanelor cu diametrul sub 2 mm se prelucrează pe o mașină specială cu impulsuri electrice, iar manșoanele cu diametrul de 2—6 mm se rectifică la interior, cu capete speciale.

G. Z.

Dispozitiv metalic de etanșare. K. S. Koșurnikov. În: Mașinostroitel, nr. 7, 1968.

Pentru evitarea dezavantajelor elementelor de etanșare de cauciuc s-a construit și încercat un dispozitiv nou de etanșare, metalic. Orificiul interior al corpului *1* (fig. 1) este prelucrat cu îngrijire și călit la 58—62 HRC. În acest orificiu este montată garnitura *2*, sprijinită pe suportul *3*, a cărui poziție este reglată cu piulița *4*. Prin ștuțul *5* se stabilește legătura între corp și aerul comprimat, în cursul încercărilor; aerul scăpat este dirijat prin canalul din suportul *3* și orificiul din piulița *4*.

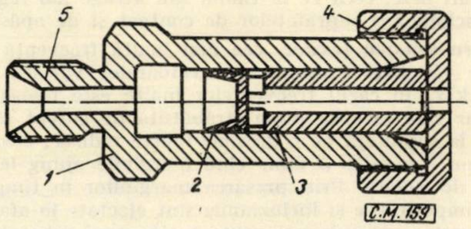


Fig. 1

Garnitura *2* este construită din oțel și tratată termic. Suprafețele sale cilindrice de etanșare (în capătul dinspre ștuțul *5*) și de sprijin sînt legate printr-o porțiune conică. Diametrul suprafeței de etanșare este superior diametrului interior al corpului *1*, astfel încît montajul în corp este executat cu strîngere. La alegerea strîngerii s-a ținut seamă de ajustajele folosite în construcția lagărelor. Suprafața de sprijin este prelucrată la un ajustaj alunecător. Elasticitatea porțiunii conice asigură aderența fermă a suprafeței de etanșare pe orificiul corpului *1*; la realizarea unei etanșări corespunzătoare contribuie și tratamentul termic aplicat suprafeței respective și suprafeței interioare a corpului.

Pentru încercarea dispozitivului s-a conectat ștuțul *5* la o butelie de aer comprimat. Corpul cu garnitura a fost scufundat într-un recipient cu apă, scăpările fiind puse în evidență prin apariția bulelor de aer. Pentru a stabili parametrii optimi ai garniturii, s-au confecționat două variante constructive pentru corp și garnitură, cu diametrul de 10 și 25 mm. Exemplarele au fost executate la diferite rapoarte între diametrul și lungimea garniturii. Încercările au arătat că funcționarea corespunzătoare a dispozitivului, la presiuni cuprinse între 0,2 și 100 at, este asigurată prin: prelucrarea de precizie a suprafeței de etanșare și a interiorului corpului, tratarea garniturii la peste 30 HRC și a interiorului corpului la peste 40 HRC, stabilirea strîngerii suprafeței de etanșare la 12—27 μm și realizarea raportului dintre diametrul și lungimea garniturii de 1,4—4,16, fiind precizate și dimensiunile optime ale porțiunii conice.

Dispozitivul a fost verificat și în condiții de vibrații, pe două instalații, cu axa generatorului de vibrații dispusă perpendicular și respectiv paralel cu axa dispozitivului. S-au obținut rezultate corespunzătoare la frecvențe cuprinse între 100 și 1 200 Hz.

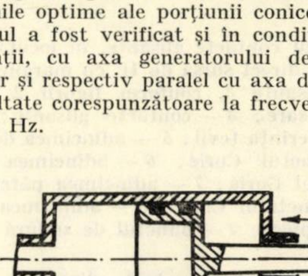


Fig. 2

Metoda de etanşare prezentată poate fi aplicată în diferite cazuri practice. Un astfel de caz este arătat în figura 2. La varianta *a*, etanşarea pistonului în cilindru este asigurată prin inelele de cauciuc montate pe piston. Trecînd la etanşarea metalică (varianta b), cilindrul rămîne neschimbat însă pistonul este prevăzut cu o muchie de etanşare. Construcţii similare pot fi utilizate în îmbinări de trecere a lichidelor sau gazelor, cilindrul şi pistonul fiind puşi în legătură cu cîte o conductă.

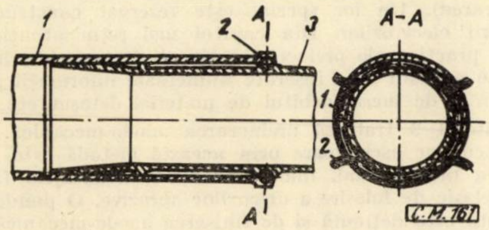


Fig. 3

În figura 3 este prezentată îmbinarea uşor demontabilă dintre două conducte. La capătul conductei *3* este prelucrată muchia de etanşare montată cu strîngere în interiorul conductei *1*. Siguranţele metalice *2* se introduc în canalul de legătură, realizat din două jumătăţi (în conductele *1* şi *3*). Răspîndirea dispozitivelor metalice de etanşare este posibilă pentru îmbinări la care elementele respective nu se rotesc unul în raport cu celălalt. În orice caz, este necesar să se adopte, pe bază de experimentări, soluţia constructivă şi funcţională optimă.

G. Z.

Recenzii

V. TABĂRĂ, I. SANDU, I. IACOBESCU şi D. COSMIN. **Acţionarea electrică a maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968, 278 pag.

Dezvoltată în zece capitole, lucrarea se ocupă de alegerea maşinilor electrice de acţionare şi de încadrarea acestora în schemele electrice ale maşinilor-unelte.

Capitolul 1 prezintă condiţiile de bază în acţionarea lanţurilor cinematice ale maşinilor-unelte: condiţii cinematice şi dinamice, criterii pentru stabilirea numărului de motoare necesare acţionării etc.

Capitolele 2 şi 3 se referă la utilizarea motoarelor de curent continuu şi respectiv asincrone la acţionarea maşinilor-unelte. Pornirea motoarelor derivaţie de curent continuu este examinată în lumina caracteristicilor mecanice artificiale, în timp ce pornirea motoarelor asincrone este studiată în funcţie de particularităţile constructive proprii (cu rotor bobinat sau în scurtcircuit, cu reostat inclus în circuitul statorului, cu dublă colivie etc.). O altă preocupare a capitolelor este reglarea turaţiei motoarelor, de exemplu reglarea continuă şi în trepte în cazul motoarelor asincrone. După problemele frînării pentru fiecare tip de motor, sînt descrise caracteristicile constructive şi domeniile de utilizare.

Un loc special este rezervat motoarelor electrice pentru acţionarea maşinilor-unelte mici (capitolul 4), după care se tratează maşinile electrice speciale şi sistemele de maşini (capitolul 5) utilizate în domeniul la care se referă lucrarea. În legătură cu maşinile electrice amplificatoare, se remarcă informaţiile privind amplidina, folosită în multe scheme de acţionare analizate. Alte obiective ale capitolului 5 sînt rototrolul şi arborii electrici cu diferite tipuri de maşini.

Capitolul 6 este consacrat amplificatoarelor utilizate în acţionarea maşinilor-unelte. Tipurile prezentate sînt cele magnetice şi electronice; în ultimul caz, ce deţine o pondere predominantă, se examinează amplificatoarele cu tuburi cu vid, cu semiconductoare, acţionarea cu tiratroane şi tiristoare, sisteme unificate de reglare.

În capitolul 7 se ia în considerare reglarea electromecanică a turaţiilor maşinilor-unelte, ce permite reducerea numărului de elemente cinematice ale cutiilor de viteze. Sistemele analizate sînt cele cu reglare continuă şi în trepte.

Capitolul 8 prezintă regimurile tranzitorii de acţionare electrică a maşinilor-unelte. Se determină ecuaţia mişcării sistemului motor — maşină-unealtă, timpul de accelerare şi de frînare a sistemului şi pierderile de energie aferente acestor forme de regim tranzitoriu.

Capitolul 9 se ocupă de determinarea puterii motoarelor folosite în acţionarea maşinilor-unelte. În primul rînd este examinată influenţa pierderilor asupra încălzirii motorului, fenomen ce este studiat în continuare pe baza caracteristicilor de încălzire. Puterea motoarelor este determinată în funcţie de regimul termic, în finalul capitolului fiind stabilit randamentul maşinilor-unelte.

Capitolul 10 conţine elemente auxiliare folosite în acţionare. În legătură cu electromagneţii de acţionare se prezintă principiile de calcul, iar la cuplajele electromagnetice — — tipurile constructive şi alegerea caracteristicilor. Capitolul mai cuprinde cuplaje cu magneţi permanenţi, cuplaje electromagnetice prin inducţie, cuplaje cu pulbere şi dispozitive de fixare magnetică şi electromagnetice.

Autorii prezintă o lucrare utilă cadrelor tehnico-inginereşti, care proiectează şi exploatează maşini-unelte, cu atît mai mult cu cît problemele tratate sînt în concordanţă cu cerinţele actuale privind precizia lanţurilor cinematice, rigiditatea ansamblului şi subansamblurilor componente, precizia de execuţie şi montaj a acestora etc.

Gh. Zătreanu

I. LUPESCU, A. PETRIŞOR ŞI C. RĂDULESCU. **Sudarea sub strat de flux, în baie de zgură şi în medii protectoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968, 296 pag.

Lucrarea tratează bazele teoretice şi tehnologice ale sudării sub flux, în baie de zgură topită şi în medii de gaze protectoare, fiind alcătuită din trei părţi consacrate respectiv acestor trei variante de desfăşurare a procesului.

După schema procesului, clasificare, avantaje şi alte generalităţi, partea întîi cuprinde bazele metalurgice ale sudării sub strat de flux. Se prezintă astfel procesele fizice şi reacţiile metalurgice corespunzătoare, apoi sîrmele şi fluxurile folosite conform STAS. În cadrul bazelor tehnologice ale sudării sub flux, se precizează forma şi dimensiunile cusăturilor, defectele lor şi cauzele acestora, cu evidenţierea influenţelor exercitate de diferiţi factori, în final fiind abordate calculul şi alegerea parametrilor regimului de lucru.

În continuare se analizează pe larg tehnica sudării sub strat de flux, cu numeroase date practice referitoare la regimurile de execuţie a diferitelor cusături. Reţin atenţia de asemenea particularităţile de aplicare a procedeului la diverse calităţi de oţeluri şi procedeele speciale, cum sînt sudarea cu două sau mai multe arce, cu electrod lamelar, sau sub flux metalo-ceramic. Problemele expuse sînt reluate în cadrul unor cazuri particulare.

În încheierea primei părţi se trec în revistă probleme de normare şi de protecţia muncii.

Partea a doua debutează în aceeaşi manieră, prin prezentarea principiilor generale şi bazelor teoretice şi tehnologice ale sudării în baie de zgură. Se remarcă dintre acestea tratamentele termice aplicate cusăturilor, în scopul eliminării tensiunilor interne şi al modificării structurii cusăturii şi a zonei de influenţă termică, materialele de adaos utilizate şi numeroase exemple de sudare electrică în baie de zgură (cusături rectilinii şi circulare, sudare cu aliaj fuzibil, cu electrozi lamelari etc.).

Ultimele paragrafe tratează defectele îmbinărilor sudate prin procedeul examinat, cauzele care le generează şi indicii tehnico-economici ai procedeului.

În partea a treia se analizează pe larg sudarea în mediu de bioxid de carbon. Menţionăm din cuprins influenţa parametrilor de sudare asupra productivităţii şi asupra proprietăţilor cusăturilor, aspecte tehnico-economice ale procedeului, aplicaţii şi variante.

În paragrafe mai puţin dezvoltate se prezintă sudarea în mediu de gaze protectoare cu electrod nefuzibil, sudarea în mediu de gaze inerte şi măsuri specifice de protecţia muncii.

Adresîndu-se inginerilor şi tehnicienilor care lucrează în domeniul sudării, lucrarea oferă cunoştinţe interesante de specialitate, axate îndeosebi pe latura tehnologică, în legătură cu aceasta un rol important fiind jucat de experienţa proprie a autorilor.

Gh. Zătreanu

I. Gavrilaş, N. Stan şi L. Gîrleanu. **Prelucrări electrice în construcţia de maşini.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968, 360 pag.

Lucrarea prezintă unele metode de prelucrare electrică a metalelor şi aliajelor bune conducătoare de căldură, precum şi a altor materiale, cu aplicare nemijlocită în diferite domenii ale construcţiei de maşini. Este formată din şase capitole.

Capitolul 1 cuprinde consideraţii asupra importanţei electrotehnologiei în construcţia de maşini. Metodele electrotehnologiei sînt analizate din punctul de vedere al cerinţelor impuse de stadiul actual al ştiinţei şi de tendinţele principale de dezvoltare în construcţia maşinilor, instalaţiilor şi aparatelor. Clasificarea acestor metode este urmată de precizarea indicilor tehnico-economici ce caracterizează prelucrările electrice.

Prelucrarea metalelor prin electroeroziune constituie obiectul capitolului 2. În conformitate cu fenomenele fizice aplicate, sînt descrise generatoarele de impulsuri ale maşinilor de prelucrat prin electroeroziune, cu exemplificări asupra parametrilor de lucru şi performanţelor respective. După parametrii impulsurilor şi reglarea distanţei dintre electrozi se prezintă maşinile-unelte folosite pentru executarea diferitelor operaţii (prelucrarea găurilor şi canalelor, tăierea şi rectificarea). Un loc special este rezervat construcţiei şi utilizării electrozilor. Din capitol mai reţin atenţia aplicaţiile practice ale prelucrării prin electroeroziune, în legătură cu aceasta fiind inserate numeroase informaţii privind regimurile de lucru, debitul de material detaşat etc.

Capitolul 3 tratează prelucrarea anodo-mecanică. Ascuţirea sculelor aşchietoare prin această metodă este examinată în primul rînd, fiind evidenţiate avantajele faţă de cazul clasic de folosire a discurilor abrazive. O pondere importantă este deţinută şi de finisarea anodo-mecanică a suprafeţelor, care permite obţinerea unor microneregularităţi foarte fine.

În cadrul operaţiilor de prelucrare electrolitică, se prezintă pe larg în capitolul 4 lustruirea, ca prim pas în domeniu. Problemele abordate sînt similare cu cele care au preocupat pe autori şi la metodele precedente (utilaje şi materiale folosite, regimuri caracteristice şi surse de curent, tehnologia de lucru pentru prelucrarea diferitelor piese). Problemele sînt apoi extinse la prelucrarea paletelor de turbine, la găurire, debavurare, frezare şi strunjire, în final fiind considerată reproducerea electrolitică a pieselor.

Trecînd la metode de prelucrare electrică cu aplicabilitate mai amplă, inclusiv asupra materialelor semiconductoare, în capitolul 5 se examinează prelucrarea cu fascicul de electroni. Pe lîngă utilizările specifice metodei, în capitol se disting unele operaţii cu o fineţe deosebită, executate la indici tehnico-economici ridicaţi.

Capitolul 6 este consacrat prelucrării cu ajutorul generatoarelor cuantice (laseri). Se remarcă din cuprins diferite tipuri de laseri (cu mediu solid, cu semiconductoare, cu mediu activ gazos) şi multitudinea domeniilor de aplicare.

Lucrarea aduce un aport substanţial în problema prelucrărilor moderne bazate pe fenomene electrofizice şi electrochimice. Prin conţinutul său fundamental şi bogat ilustrat prin aplicaţii practice, lucrarea este utilă specialiştilor în domeniu, de exemplu în legătură cu folosirea materialelor foarte dure (rubin, carbură de bor etc.), a căror prelucrare mecanică este extrem de dificilă şi cu eficienţă tehnico-economică scăzută.

Gh. Zătreanu

Cronică

TÎRGUL DE PRIMĂVARĂ DE LA LEIPZIG – 1969

La sediul Reprezentanţei comerciale a Ambasadei R.D. Germane la Bucureşti în ziua de 10 februarie a.c. a fost organizată o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii Tîrgului de primăvară de la Leipzig care va avea loc între 2 şi 11 martie 1969.

Vorbind despre acest eveniment important, directorul adjunct al Oficiului Tîrgului de la Leipzig, Heinz Mehnert, a arătat că la Tîrgul de primăvară din acest an vor participa peste 10 000 de expozanţi din 65 ţări, pe o suprafaţă de expunere de aproximativ 350 000 metri pătraţi. Prin noii paşi care se fac pe calea lărgirii şi transformării Tîrgului de la Leipzig, se va confirma însemnătatea deosebită a Tîrgului de la Leipzig în cadrul sistemului internaţional de tîrguri.

Un element important pentru Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an îl va constitui lărgirea suprafeţelor de expunere pentru branşele care determină în însemnată măsură ritmul revoluţiei tehnico-ştiinţifice. Astfel, se va mări aria de expunere pentru maşini-unelte cu 3 000 metri pătraţi, pentru maşini textile cu 2 500 metri pătraţi, pentru maşini ale industriei alimentare cu 1 500 metri pătraţi, pentru electronica transmisiilor cu 1 000 metri pătraţi suprafaţă netă.

Totodată Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an va pune în evidenţă succesele pe care le-a obţinut R.D.G. în perfecţionarea şi dezvoltarea industriei şi întregii economii, ca şi în stăpînirea proceselor revoluţiei tehnico-ştiinţifice.

Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an va fi caracterizat prin prezenţa mai largă a ţărilor socialiste cu expoziţii colective cuprinzătoare. Din partea unui număr de 12 state socialiste vor participa aproximativ 250 societăţi de comerţ exterior, întreprinderi de export şi uniuni economice, care reprezintă mai multe mii de întreprinderi productive, pe o suprafaţă totală de aproximativ 38 000 metri pătraţi.

Ţara noastră va participa la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an pe o suprafaţă de 1 000 metri pătraţi, expunînd următoarele produse mai importante : strung-carusel SC-1600 M, freză universaiă EV-400, betoniere U-100 şi indes-75 cu motor termic, micromotoare U-33, U-35, MS-6, EA-1, instalaţii pentru foraje geologice SG-300 Diesel, instalaţii pentru preîntîmpinarea erupţiei-orizontale 7″—1/6 × 350, tractoare U-650 şi S-651 cu buldozer, precum şi unele produse ale industriei textile şi alimentare.

Prin larga participare a expozanţilor şi gama sporită de produse ce vor fi prezentate la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an se va aduce o însemnată contribuţie la adîncirea colaborării şi relaţiilor economice între statele şi organizaţiile economice şi comerciale participante.

Ing. *M. Dumitriu*

Revista revistelor

Machine Design, vol. 40, nr. 15/1968 : *John D. Ashby* — Relee Standardizate pentru cazuri speciale ; *E. J. Wellaver* şi *H. R. Bergmann* — Metale din grupa fierului, pentru roţi dinţate ; *Francis J. Lavoie* — Metale neferoase pentru roţi dinţate ; *Jack Kauffman* — 9. Supape regulatoare de presiune (curs de bază despre sistemele hidraulice) ; *C. L. Harmsworth* ş.a. — Piese turnate din titaniu ; *D. G. Pittwood* — Cum se construieşte un elipsograf reglabil ; *Ralph E. Ekstrom* — Programări în limbaj tradus pentru computere ; Conferinţă tehnică ASME — Tratamentul termic al particulelor de pulberi metalice. **Nr. 16/1968** : *John A. Burgess* ; director la Reactor Engineering Administration — Preparare — prezentare — documentare ; *R. A. Buisker* — Reducerea timpului de răspuns la cuplajele şi frînele electrice ; *Herman L Williams* — Estimarea aprecierilor umane ; *Armand L. Dilpare* — Cînd spaţiul este limitat, sînt necesare arcuri de lucru maxim ; *Robert F. Reinking* — Construind cu ajutorul dispozitivelor cu explozii ; *Jack Kauffman* — 10. Supape regulatoare de presiune (curs de bază despre sistemele hidraulice) ; Conferinţă AIAA/ASME pentru materiale — Zgură metalică pentru amortizarea vibraţiilor. **Nr. 17/1968** : *Harold F. Gatzow* — Evitarea multiplicării documentaţiei tehnice, cu ajutorul unui sistem de clasificare grafică ; Dr. *C. P. Stanford* — Plan de perspectivă pentru a face cercetarea rentabilă ; *W. R. Howard* — Relee de măsurare ; *K. W. Leibfritz* — Sisteme pneumatice : alimentarea cu aer ; *K. A. Bracki* — Sisteme pneumatice : prepararea aerului ; *Les Malinowski* — Sisteme pneumatice : controlul aerului ; *Richard D. Dexter* — Ocheţi ; *H. B. Kirkpatrick* ş.a. — Coroziunea materialelor tensionate ; *Jack Kauffman* — 11. Fluide pentru sistemele hidraulice (curs de bază despre sistemele hidraulice) ; Conferinţă AFIPS despre computerele elastice — Reglarea computerelor pentru desene de corpuri solide.

Antriebs — Technik, nr. 7/1968 : Tîrgul de la Hanovra : centru de informare al timpurilor noastre (articol redacţional) ; *Heinrich Lange* — Angrenaje mecanice cu reglaj continuu I ; *Hermann von Grebe* şi *Ulrich Sorge* — Sortimente de motoare electrice ; *Ernst v. d. Osten-Sacken* — Motoare cu combustie internă prezentate la Tîrgul de la Hanovra 1968 (I) ; *Rolf Schravt* — Angrenaje — retrospectivă asupra Tîrgului de la Hanovra 1968 ; *Ludwig Daedelov* — Racorduri mecanice. **Nr. 8/1968** : *Hermann von Grebe* — Cuplaje pentru diferite probleme de antrenare ; *Ernst d. v. Osten*—Sacken — Motoare cu combustie internă prezentate la Tîrgul de la Hanovra 1968 (II) ; *Herbert Pötschke* — Asamblarea materialelor prin lipire ; *Rolf Schraut* — Rulmenţi la Tîrgul de la Hanovra 1968 ; Angrenaje de ridicat pentru lucrări publice (articol redacţional) ; *Werner Mertin* — Tehnica palierelor lise ; *Heinrich Lange* — Angrenaje mecanice cu reglaj continuu II. **Nr. 9/1968** : Centenarul şcolii politehnice din Esslingen (articol redacţional) ; *L. S. Horvath* — Roţi dinţate din poliacetal şi poliamidă 6.6 ; Doi membri suplimentari ai consiliului ştiinţific permanent (SWB) al lui ,,Antriebstechnik international'' (articol redacţional) ; *K. Wilhelm* — Echilibrare simplă, prin indicarea dezechilibrului pieselor de uzinat ; *Josef Baudus* — Centrală de siguranţă SKODA, diesel electrică şi automată ; *Arthur Foulon* — Fără ancrasări datorate uleiului, chiar în tehnica antrenărilor ; *Hans Hetzer* — Echilibrarea maselor induşilor de electromotoare. Aspecte tehnice şi economice ; Arbori articulaţi pentru unghiuri de inflexiune mari şi pentru compensare longitudinală mare (articol redacţional) ; Inele ,,O'' folosite în loc de curele de transmisie (articol redacţional) ; Motoare asincrone cu micromotoare (articol redacţional) ; *Kh. Geuckler* — Rezistenţa arborilor şi a asamblărilor de arbori, supuşi simultan torsiunii statice şi flexiunii rotative ; *Rolf Keller* — Concordanţe şi diferenţe între transmisiile hidraulice, hidrostatice şi hidrodinamice, în lumina similitudinii.

UZINA TEHNOFRIG CLUJ

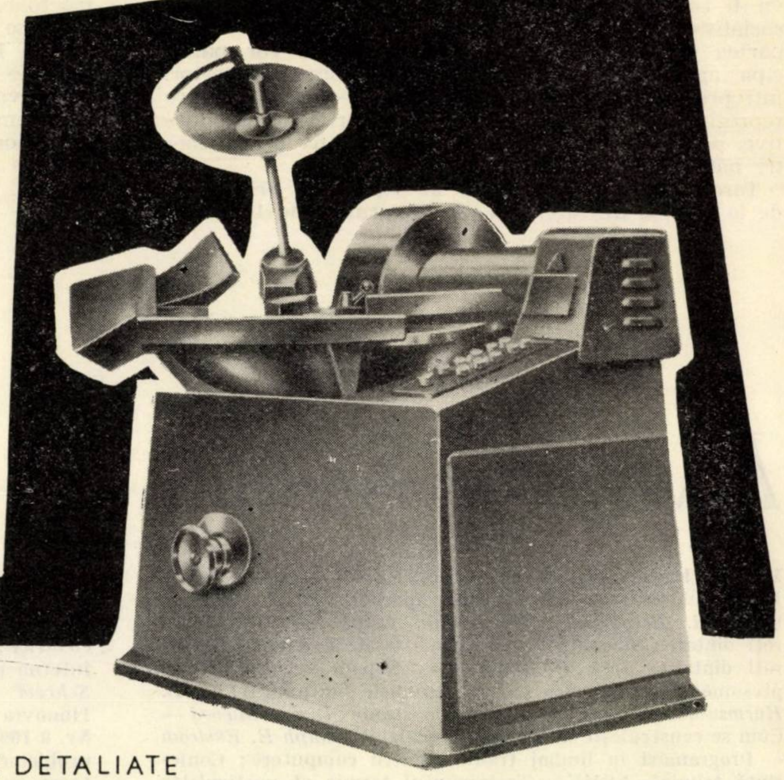
STR. FABRICA DE CHIBRITURI 5–11. TELEFON: 2 30 90

Produce și livrează:

COMPRESOARE
ȘI AGREGATE FRIGORIFICE

UTILAJE
ȘI LINII DE FABRICAȚIE PENTRU:

- Industria laptelui
- Industria cărnii
- Industria panificației
- Industria uleiului
- Industria băuturilor și conservelor



TEHNOFRIG

CEREȚI PROSPECTELE NOASTRE DETALIATE

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

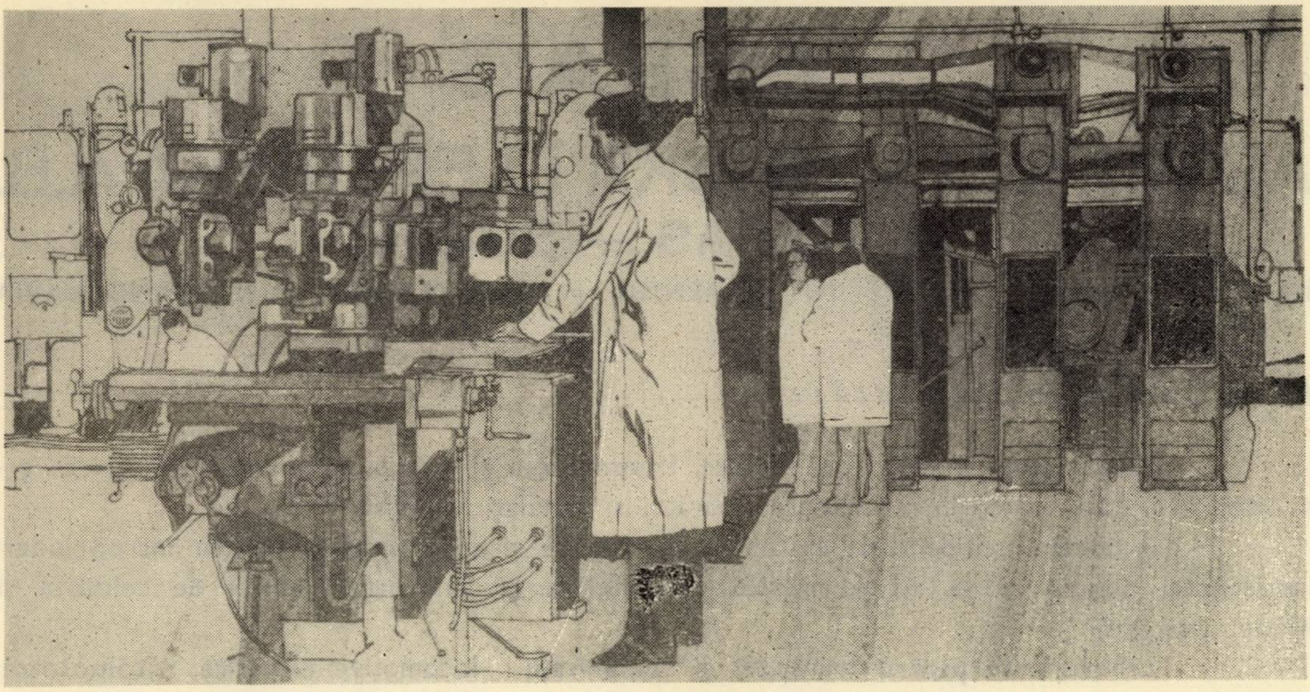
Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.). Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

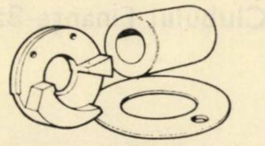
CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91



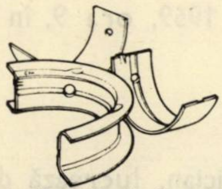
pentru concepția cea mai avansată în prezent...

Glacier Metal Company se găsește în fruntea activității de proiectare și dezvoltare a lagărelor. Această poziție este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive și materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate și comercializate internațional printr-o rețea de peste 130 licențiari, reprezentanți și agenți. **Bucșe Glacier.** Fabricația de precizie în cantități mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la prețuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice și în țoli de la 3 mm la 120 mm și de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU.** Pentru aplicații fără ungere funcționînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicații cu preungere sau pentru condiții de lubrificație minimă. O gamă de rondele pentru pivoți și semisfere este disponibilă în Glacier DU și Glacier DX.



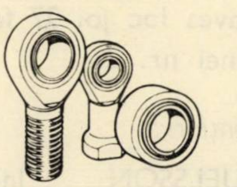
Glacier DQ și Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice și uscate. Sînt disponibile în piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal – material de minimă lubrificație pentru rondele de pivoți și piese similare



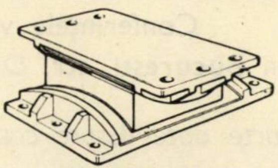
Cuzineți reticulari subțiri din aluminiu pentru tracțiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel și cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice și capete de bară. Piese de foarte mare performanță, înalt rezistente la coroziune, tolerează impuritățile, praful și fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificație. Construcție simplă care se pretează la mișcări în orice direcție. Funcționează îndelungat cu întreținere minimă.

La cerere se poate obține îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

GLACIER

1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

ASEA

ALLMÄNNA SVENSKA ELEKTRISKA A.B.

VASTERAS — SUEDIA

ÎNTREPRINDERE DE FRUNTE ÎN DOMENIUL ELECTROTEHNICII DIN SCANDINAVIA

Programul de producție

— Echipamente pentru producerea, transmiterea și distribuția energiei electrice: generatoare, transformatoare, redresoare, aparataj și instalații de distribuție.

— Acționări, echipamente de comandă, reglare și automatizare pentru întreprinderi industriale, pentru mine, uzine metalurgice, oțelării și laminoare, fabrici de celuloză și hîrtie, tipografii.

— Echipamente pentru transport și comunicații : locomotive electrice, automotoare, tramvaie și metrouri, trolii de extracție, macarale, transportoare la sol, stivuitoare cu furcă, echipamente electrice și electronice pentru nave.

— Centrale nucleare, centrale termice și hidroelectrice, centrale de siguranță cu grupuri electrogene cu motoare Diesel, complete și gata la cheie, pentru alimentarea publică cu energie electrică sau pentru scopuri industriale.

— Produse de serie: motoare, demaroare, aparataj, contactoare, relee, tiristoare.

Vă invită să participați la conferințele:

— PROCEDEUL ASEA—SKF PENTRU AFINAREA OȚELULUI.
O METODĂ DE DEGAZARE CU TEMPERATURA REGLABILĂ

Conferențiar: ing. Per Samuelsson
Detalii tehnice: ing. Ulf Kalling

— AUTOMATIZAREA ÎN UZINELE DE LAMINATE

Conferențiar: ing. Berndt Johansson

Conferințele vor avea loc joi 27 februarie 1969, ora 9, în sala Clubului Finanțe-Bănci din București, str. Doamnei nr. 2.

Scurte date despre conferențiari:

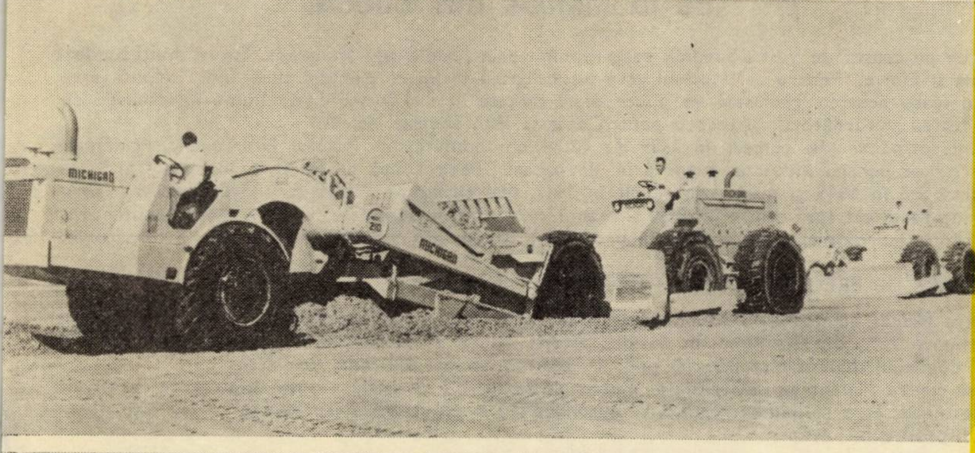
— D-l PER SAMUELSSON : ing. electrician, lucrează de 10 ani la secția cuptoare a firmei ASEA ca inginer proiectant și de desfacere pentru cuptoare electrice cu arc, bobine inductive de agitare și procedeu ASEA-SKF.

— D-l ULF KALLING : ing. metalurgist, asistent la firma ASEA, a lucrat mulți ani la Institutul tehnologic din Massachusetts (SUA). Este specialist în producția oțelului inoxidabil.

— D-l BERNDT JOHANSSON: ing. de mine, fost asistent la „Institutul Tehnic Regal" din Stockholm și ing. de cercetare la firma Fagersta Brucks A.B.
Lucrează de mai mulți ani la ASEA în secția de automatizare a laminoarelor.

Publicom

MICHIGAN moves



TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m³ și circa 32 m³.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m³. Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.
Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.

MICHIGAN

CLARK® EQUIPMENT

CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est :
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1

1969 JUL 1

MALCUS HALMSTAD SUEDIA

Mașini de rectificare de mare precizie și instalații de turnătorie eficiente de la Malcus din Suedia

În Suedia, Halmstad, un orășel de pe coasta de vest a Suediei, este renumit prin plajele sale frumoase. Totuși mulți suedezi merg la alte plaje, de exemplu la Mamaia și Eforie. Pentru ce? Motivul este nu calitatea plajei ci climatul care fără îndoială este mult mai bun pe litoralul românesc. Cu toate acestea Halmstad vă poate oferi calitate în alt domeniu, și anume în instalații cu mașini eficiente și mașini-unelte pentru fabrici și turnătorii. Și tocmai pentru aceasta este indicat Malcus.

Malcus a fost înființat ca o întreprindere de comerț în 1389 de către un comerciant Malcus Holmquist. Principala activitate a fost importul de mașini de ridicat pentru industria suedeză în dezvoltare. Puțin după aceea el a început fabricarea de diferite produse — mașini pentru turnătorii în 1915 și mașini de găurit în 1917. Mai tîrziu s-au adăugat programului de fabricație și mașinile de rectificat — mașini de rectificat fără centre în 1930 și mașini de rectificat suprafețe în 1941. Actualmente producția constă în principal în mașini de găurit (aproximativ 50%din toată producția), mașini de rectificat și instalații de turnătorie.

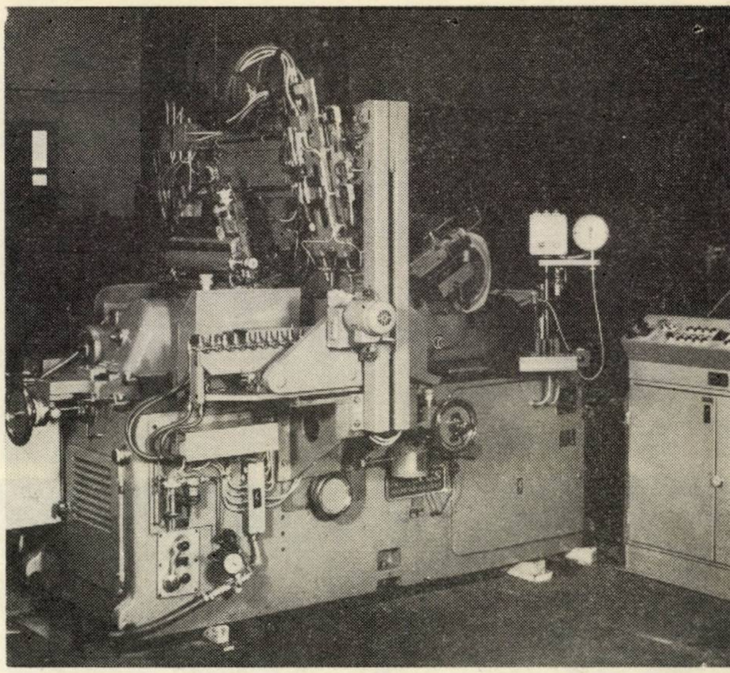
RECTIFICARE DE PRECIZIE PENTRU PIESE ROTUNDE ȘI PLANE

Mașinile de rectificat fără centre Malcus au partea leului în programul de producție al mașinilor de rectificat. Ele sînt exportate în toate țările de pe glob și numai 20% din ele rămîn în Suedia. Aceste mașini se fabrică în trei dimensiuni MC—40, MC—50 și MC—540 pentru șlefuiri în domeniul diametrelor 0,5—80 mm, 1—200 mm și 8—200 mm respectiv.

Toate mașinile de rectificat fără centre Malcus au atît glisiera pietrei de avans cît și sania păpușii pietrei de rectificat mobile. Aceasta le face ideale pentru rectificat bare și pentru rectificare automată cu avans transversal, pentru că nu este necesară ajustarea alimentării cu bare și a dispozitivului avansului transversal pentru a compensa uzura pietrei de rectificat. Suportul înclinat al piesei este fix și alimentatorul cu bare și dispozitivul avansului transversal pot fi montate direct pe platforma sau fundamentul mașinii.

Aceste mașini sînt prevăzute toate cu lagăre monobloc cu răcire, de construcție patentată. Lagărele reduc timpul de reglare și în felul acesta se mărește timpul efectiv de rectificare. Cele patru blocuri se sprijină pe un strat subțire de ulei de grosime constantă. Frecarea redusă a uleiului reduce supraîncălzirea suportului axului și a mașinii la un minim neglijabil, ceea ce înseamnă că în practică pot fi menținute toleranțe și mai strînse. Supraîncălzirea este de fapt cu 12°C peste temperatura camerei. Lipsa de uzură pe suprafața lagărului permite menținerea constantă a preciziei rectificării fără ajustări ulterioare.

La Expoziția industrială suedeză, Malcus a expus două mașini, una din ele fiind noua mașină de rectificat fără centre MC—540. Aceasta este o mașină masivă cîntărind 7 500 kg. Este dotată cu un motor de 60 CP care rotește roata de rectificare de un diametru de 508 mm și o lățime de 406 mm. Roata regulatoare are un diametru de 305 mm, iar lățimea este de obicei egală cu aceea a roții de rectificare. În comparație cu celelalte două modele, MC—40 și MC—50, această mașină are o producție mai mare datorită roții de rectificare mai mari. Această caracteristică, precum și puterea mare a motorului care poate fi la cerere pînă la 75 CP, face ca mașina să fie special indicată pentru rectificarea barelor în oțelării.



Aceasta este o mașină de rectificat fără centre MC—50a Malcus cu un dispozitiv cu avans transversal de concepție nouă pentru a rectifica în același timp două axe universale unite. După rectificarea a două suporturi, axele în cruce sînt rotite automat și celelalte două suporturi sînt apoi șlefuite.

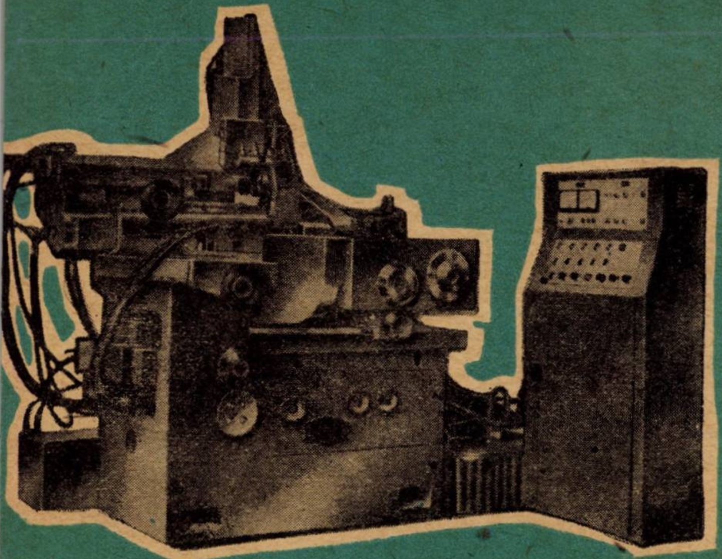
Din realizările Malcus de rectifcatoare de suprafețe, MPS—1000 și mașinile MP—80—200 vor prezenta un interes special. Mașina MPS—1000 este acționată hidraulic cu o masă de excepțională lățime — 450 mm. Traversa în diagonală este de 510 mm și, ca rezultat pot fi fixate piese de prelucrat pînă la 550 mm lățime. Este o mașină destinată sculăriilor unde trebuie șlefuite matrițe mari. Mașinile din seria MP—80—200 sînt concepute pentru înlocuiri eficiente de scule în stoc și pentru precizii mari. În întrebuințare normală ele realizează o prelucrare a suprafeței de 0,3—0,5 µm., Este posibilă dotarea lor cu o mare varietate de echipamente suplimentare, precum inversarea automată a avansului transversal avans automat vertical în jos și inversarea automată a avansului transversal cu dispozitive de măsurare.

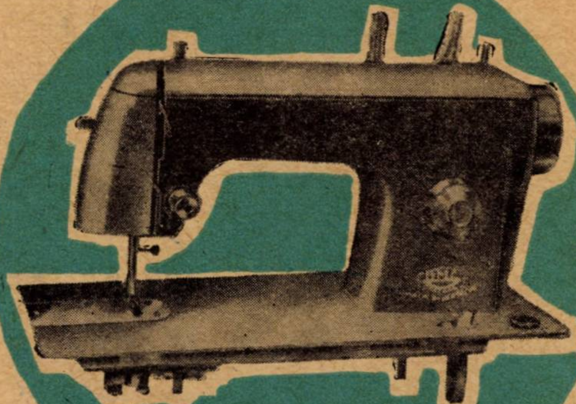
MECANIZAREA MODELĂRII ÎN TURNĂTORII

A doua mașină prezentată de Malcus la Expoziție a fost o mașină de modelare cu rolă SPO—400—S. În această mașină se pot introduce cutii de dimensiuni exterioare pînă la 900 X 1 000 mm. Distanța dintre masa de modelare și dispozitivul de strîngere este reglabilă de la 725 la 925 mm, ceea ce înseamnă că pot fi folosite cutii avînd înălțimea pînă la 450 mm. Această mașină, care necesită numai aer comprimat avînd o presiune de 6—7 at. g, lucrează cu o presiune de 19 000 kg. Un avantaj special al acestui tip de mașini constă în faptul că modelul este „scos" din forma de turnare, ceea ce este folositor cînd trebuie scoase modele complexe. Un alt avantaj este acela că dispozitivul de împrăștiere (partea de jos) nu trebuie introdus într-o mașină separată. Mașina SPO—400—S face parte dintr-o serie avînd cinci diferite mărimi. Mașinile de modelare cu tambur au ca completare mașinile de modelare verticale pe care Malcus le-a denumit mașinile SPL. Acestea lucrează cu aceeași presiune ridicată ca și mașinile SPO și formarea prin scuturare sub mare presiune este comună tuturor celor cinci modele.

Aceste două mașini, concepute inițial pentru a fi utilizate ca mașini izolate, pot fi completate cu echipament de manipulare într-o fabrică de turnătorie mecanizată sau chiar automatizată. Asemenea instalații automate au fost livrate de exemplu în Suedia, Norvegia și Portugalia.

Ultima realizare de la Malcus constă într-o serie de mașini de modelat de mare presiune folosite în instalații de modelare automate. Prima mașină a fost expusă recent în iunie 1968 la expoziția GIFA din Düsseldorf. Aceasta este o mașină de modelat cu rulare lucrînd cu o presiune de 120 000 kg. Cînd scuturarea se realizează în același timp, presiunea crește cu aproximativ 20% momentan. Mașina este concepută pentru dimensiuni ale cutiei pînă la 1 000 X 1 200 X 450 mm. Aceasta înseamnă că presiunea specifică este de minimum 10 kg/cm². Mașina lucrează cu aer comprimat și dispozitive hidraulice. Instalații automate de modelare cu aceste mașini de modelare cu mare presiune au fost fabricate pentru turnătorii din Suedia și Cehoslovacia. Ultima este destinată pentru Tatra, binecunoscuta fabrică de autocamioane.



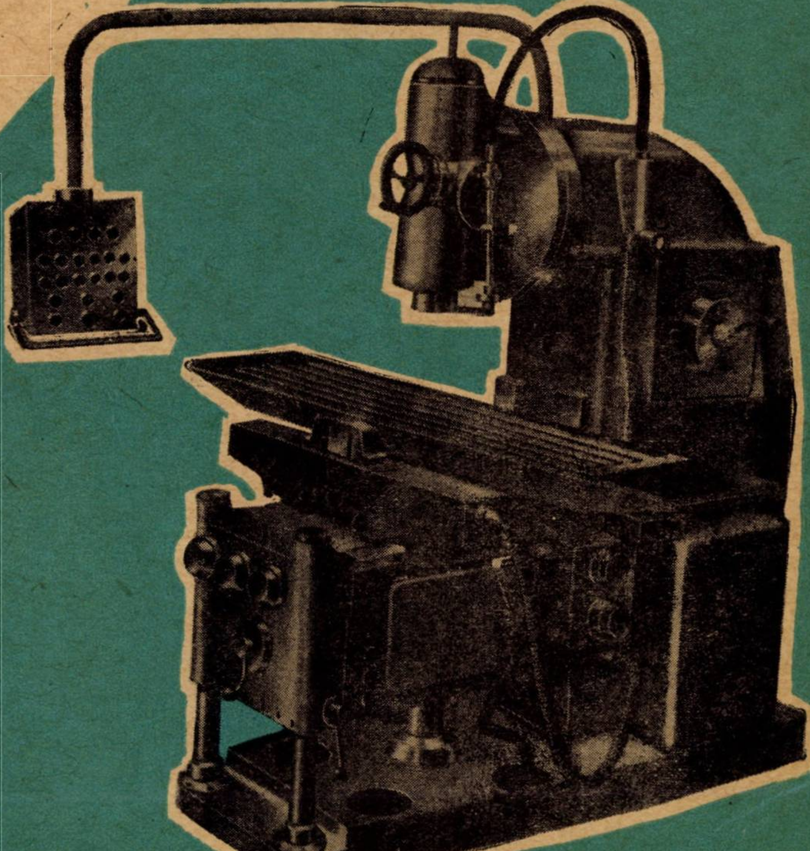


UMC Cugir

Uzina Mecanică Cugir

produce:

- Mașini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Mașini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Mașini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Mașini de mortezat dantură MD-500
- Mașini de rectificat plan RP-250
- Mașini universale de ascuțit scule UAS-200
- Mașini de ascuțit cuțite plane ACP-13,3; ACP-28
- Mașini de rectificat interior RI-80 (licență NOVARESE — Italia)
- Mașini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje și frîne electromagnetice (licență BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50



MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

969

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr. 3 • MARTIE 1969

c6
17

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

produce autocamioane „Carpați" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum și autoșasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

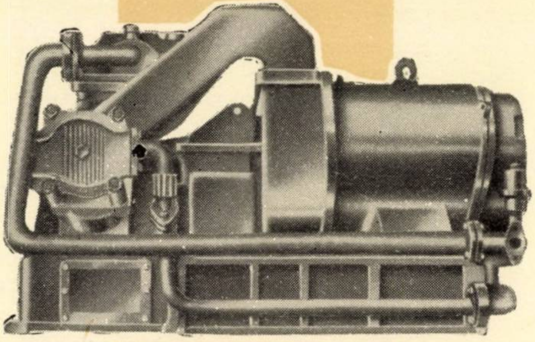
Uzina de Autocamioane Brașov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanți pentru străinătate: „AUTOTRACTOR" București • Str. Lipscani Nr. 19

Uzina de Motoare şi Compresoare

Timpuri Noi

BUCUREȘTI

executā şi livrează în ţară şi străinătate

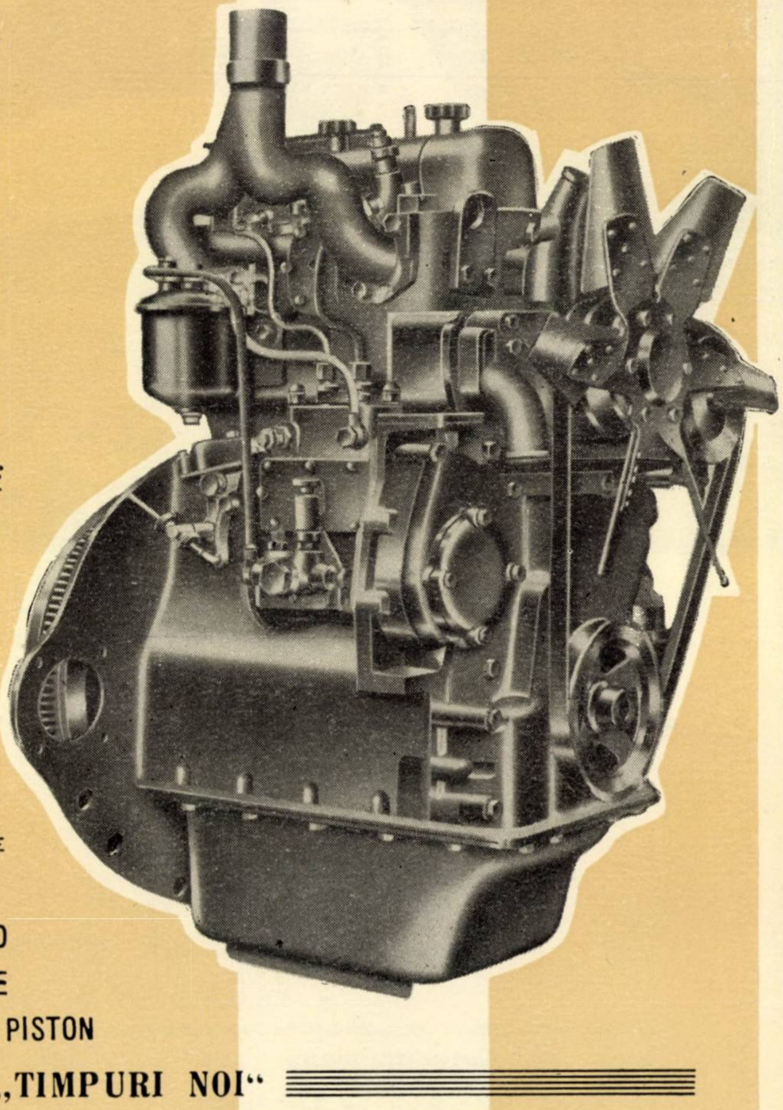


COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PÎNĂ LA 10 m³/min ŞI PRESIUNI 4-14 kgf/cm² PENTRU:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNĂ LA 100 CP PENTRU:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motocare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură



PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ŞI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON

CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

UZINA
UNIREA
CLUJ

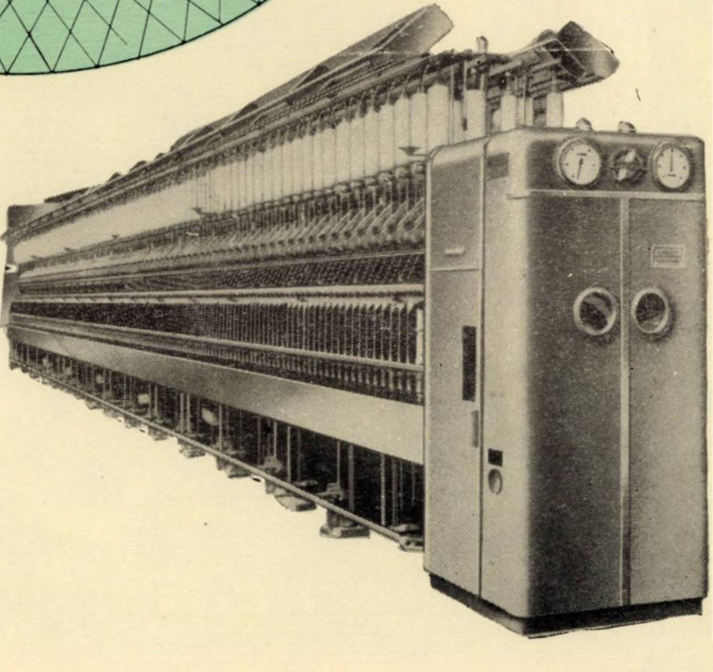
Piața 1 Mai 1–3

livrează în mod curent :

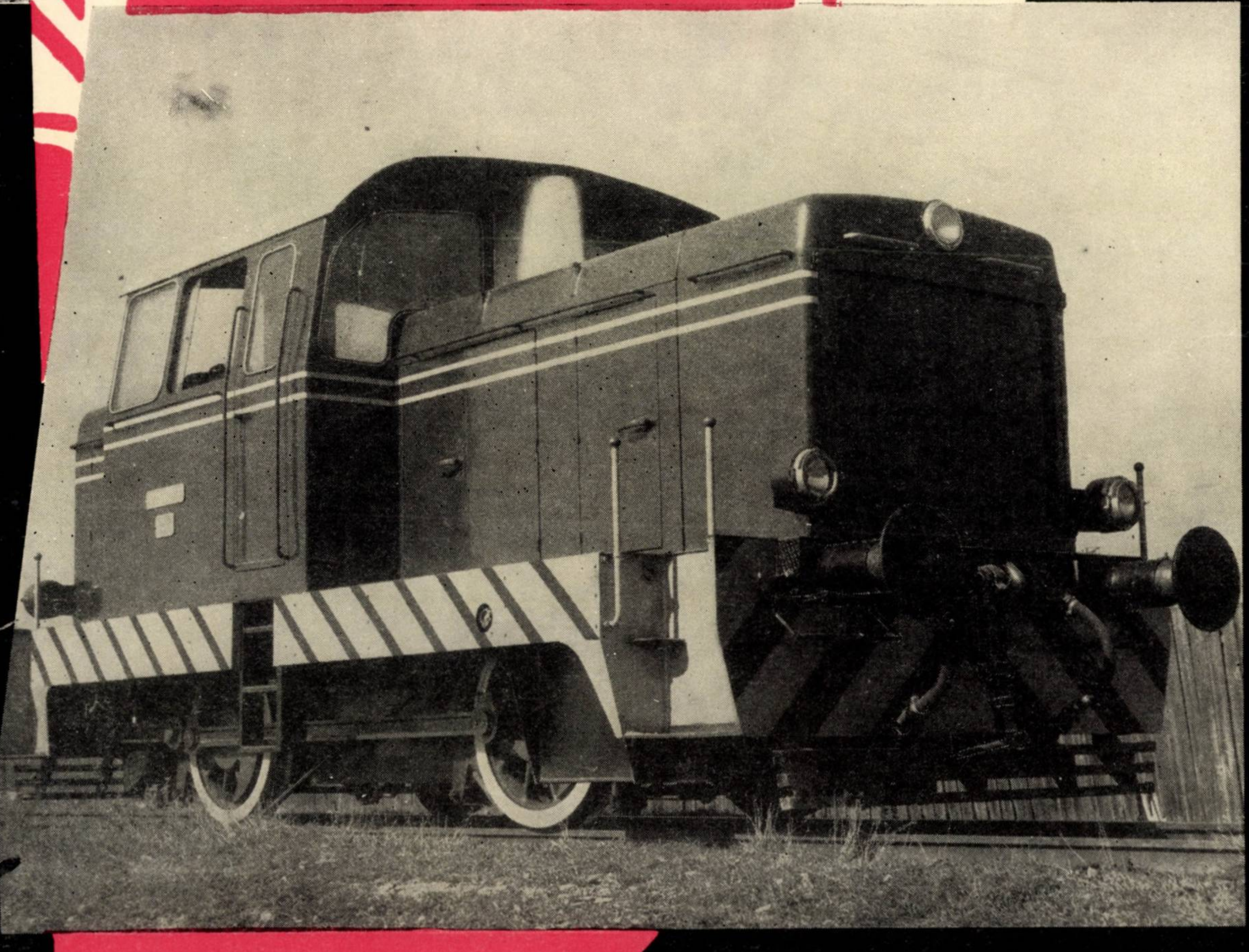
- — Războaie automate de țesut bumbac tip 24 A — 27 A; 24 A 2 — 27 A 2; 24 A 12—27 A 12
- — Războaie automate de țesut mătase, tip AM
- — Carde de bumbac, tip 3C
- — Mașini de răsucit fire, tip 3R
- — Mașini de filat bumbac, tip 4FI
- — Mașini de filat lînă pieptănată, tip 2FLP
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat, tip FBC și FBP
- — Mașini de pieptănat lînă ,tip 2PL și altele

exportă:

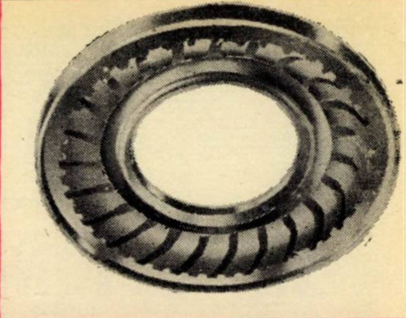
- — Războaie automate de țesut bumbac
- -- Războaie automate de țesut mătase
- — Mașini de filat bumbac cardat și pieptănat. tip FBC și FBP

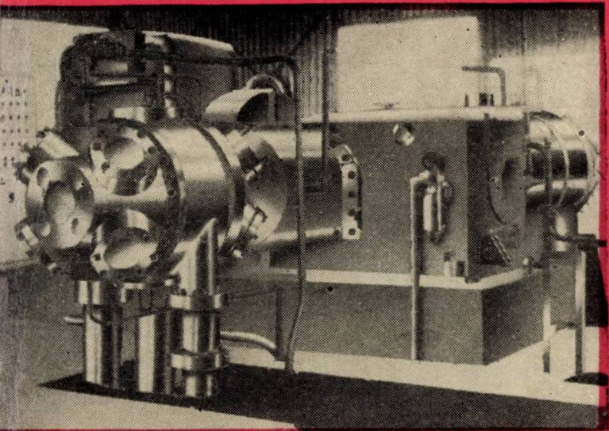


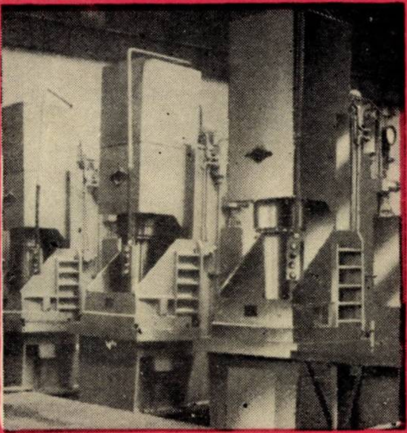
FAUR



UZINA 23 AUGUST





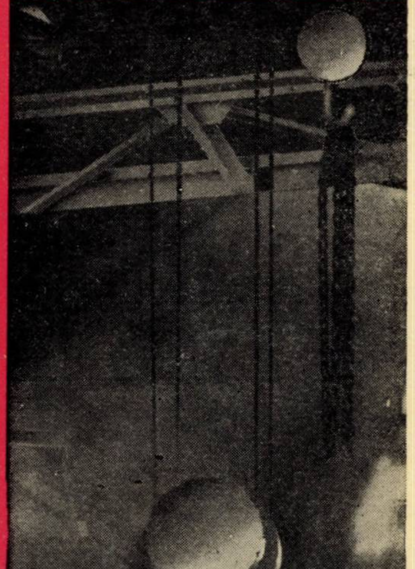


EXECUTĂ

ŞI

LIVREAZĂ

- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm şi ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP şi cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oţelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagoneţi etc.)
- Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule
- Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t|buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t|buc.



ÎNTREPRINDEREA ills UNELTE – SCULE

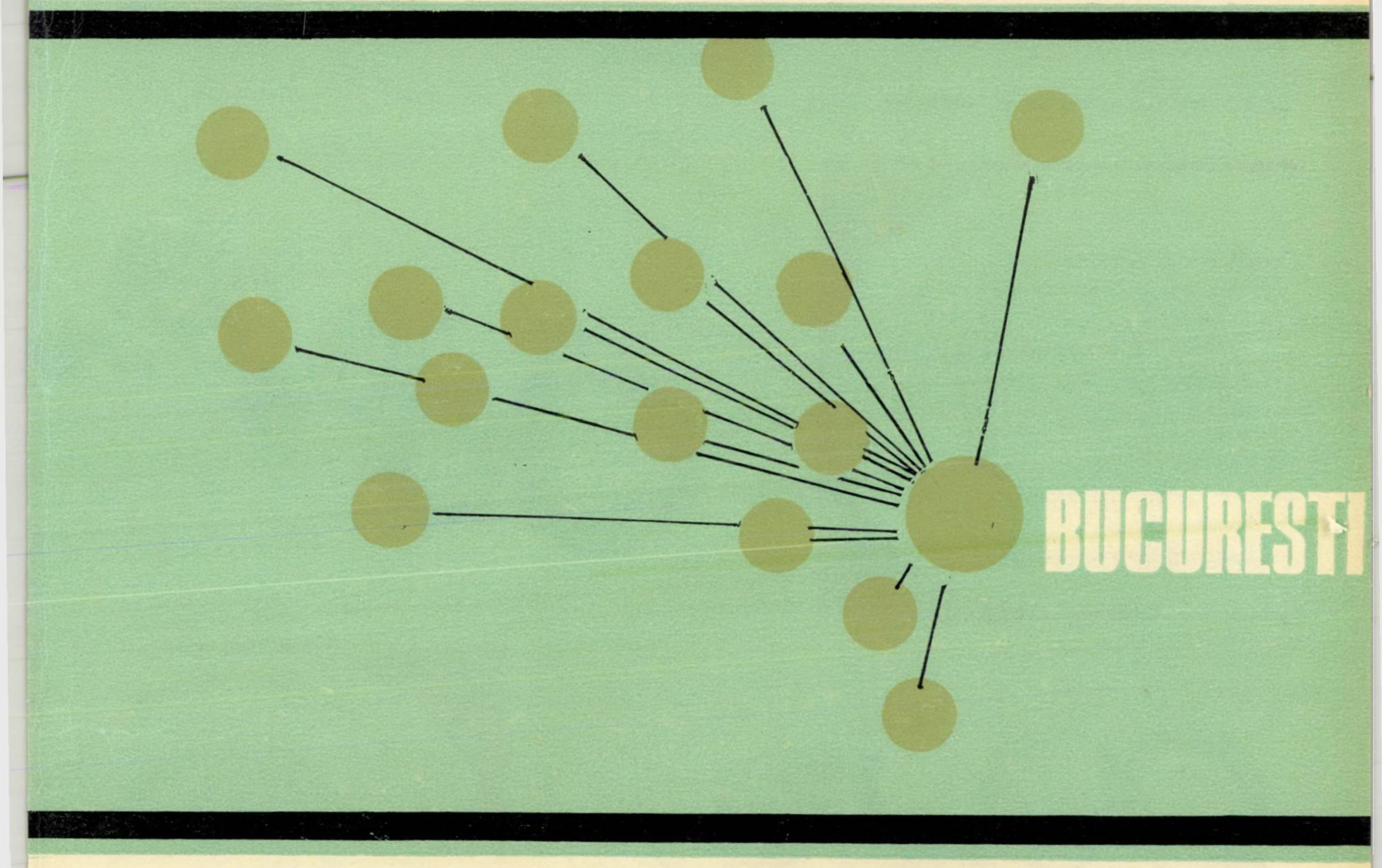
Livrează în țară și în străinătate scule și unelte de mînă, individuale și în truse.

Printre ultimele produse asimilate, se situează trusa complexă stabilă care conține 163 unelte și scule diferite

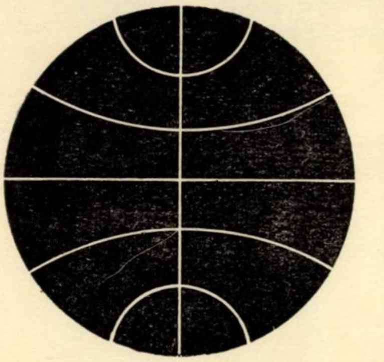
BRAȘOV – Str. Hărmanului nr. 58 - tel. 13630

N'oubliez pas **DE RENOUVELER VOTRE ABONNEMENT À LA REVUE POUR L'ANNÉE 1969. ADRESSEZ-VOUS À CETTE FIN SOIT DIRECTEMENT À**

CARTIMEX — P.O.B. 134—135, BUCAREST/ROUMANIE,



soit aux entreprises suivantes:



BULGARIE

Raznoiznos 1
Rue Tzar Assen — SOFIA

TCHÉCOSLOVAQUIE

Artia ve Smeckach 30 — PRAGUE I

R. D. ALLEMANDE

Deutscher Buch Exp. u. Import
Leninstrasse 16, Leipzig 701.

POLOGNE

Ruch. Ul. Wilcza 46 — VARSOVIE

U.R.S.S.

Mejdunarodnaia Kniga
MOSCOU — G 200

GRANDE BRETAGNE

Collet's Holdings Ltd.
Denington Industrial Estate
Wellin G 30 Rougm Northants

AUTRICHE

Globus Buchvertrieb
Salz Gries 16 — VIENNE XX

FRANCE

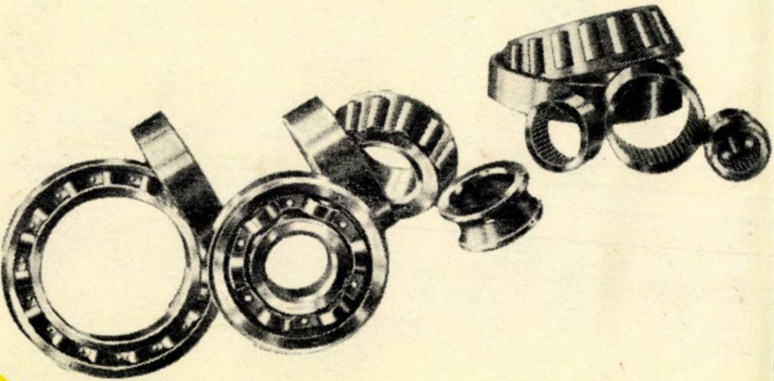
Messageries de la Presse Parisienne
111 Rue Réaumur — PARIS 2

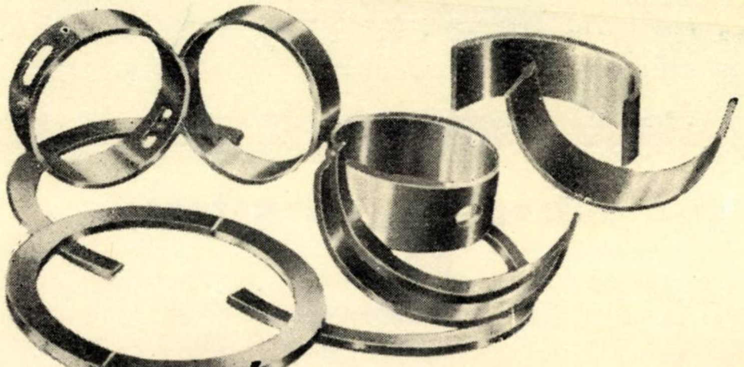
uzina
RULMENTUL
brașov

URB, dotată cu utilaj modern și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

Uzina „RULMENTUL" Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

URB

Telefon 2.06.41 — telex 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, MARTIE, Nr. 3, 1969

CUPRINS

ANTON, I., BĂRGLĂZAN, M. şi JURMA, A.: **Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turaţie.** 121

BENCHE, V.: **Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice.** 128

CHIRIACESCU, S. şi ŞUTEU V.: **Influenţa tehnologiei de prelucrare asupra preciziei filetelor strunjite.** 135

CODREŞ, O.: **Elemente de calcul al excentricităţii sertarelor cilindrice longitudinale din distribuitoarele hidraulice.** 146

MĂNDESCU, E.: **Din problemele supapelor de compresor.** 149

POPOVICI, V. şi ŞONTEA, S.: **Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor AlZnMg după procedeul MIG.** 157

SIMA, P.: **Contribuţii la studiul cinematicii dinamicii ambreiajului de automobil.** 167

STĂNESCU, I. şi TUREAC, I.: **Construcţii de dispozitive agregat.** 175

WARGA, P.: **Uscător pentru piese vopsite cu transportor suspendat.** 180

DOCUMENTARE 183

CRONICĂ 188

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621-585.2.001.4

Anton, I., Bărglăzan, M. și *Jurma, A.* : **Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turație.**

Se prezintă rezultatele încercărilor experimentale realizate asupra a trei tipuri de variatoare hidraulice de turație, evidențiindu-se posibilitățile de îmbunătățire a performanțelor respective.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 121—128

CZ 621-526 : 621-522

Benche, V. : **Caracteristicile funcționale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice.**

Se analizează calitățile funcționale în regim permanent a trei scheme de servomecanisme hidraulice.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 128—134

CZ 621.992.2 : 621.941.25.025.1

Chiriacescu, S. și *Șuteu, V.* : **Influența tehnologiei de prelucrare asupra preciziei filetelor strunjite.**

Se realizează o analiză amănunțită a aspectelor legate de precizia de prelucrare la strunjirea filetelor cu cuțite cu tăișuri rectilinii.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 135—145

CZ 621-522 : 621-352

Codreș, O. : **Elemente de calcul al excentricității sertarelor cilindrice longitudinale din distribuitoarele hidraulice.**

Se prezintă metoda de calcul a valorii excentricității admisibile dintre diametrul de ghidare și cel de etanșare la sertarele cilindrice longitudinale ale distribuitoarelor hidraulice.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 146—149

CZ 621.512-33

Măndescu, E. : **Din problemele supapelor de compresor.**

Se analizează cauzele funcționării necorespunzătoare a supapelor automate pentru compresoarele cu piston, evidențiindu-se măsurile necesare pentru evitarea deficiențelor.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 149—157

CZ 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Popovici, V. și *Șontea, S.* : **Considerații privind sudabilitatea aliajelor AlZnMg după procedeul MIG.**

Se prezintă rezultatele experimentale obținute la sudarea aliajelor AlZnMg prin procedeul MIG, utilizînd diferite regimuri de sudare.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 157—167

CZ 629.113 : 621.838.22.001.4 : 539.62

Sima, P. : **Contribuții la studiul cinematicii și dinamicii ambreiajului de automobil.**

Se determină lucrul mecanic de frecare în timpul patinării ambreiajului cu fricțiune și se prezintă un banc pentru încercarea ambreiajelor realizat în cadrul Uzinei de autocamioane — Brașov.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 167—174

CZ 621-229.312 : 621-883

Stănescu, I. și *Tureac, I.* : **Construcții de dispozitive agregat.**

Se prezintă cîteva construcții de dispozitive de prindere din elemente standardizate, analizîndu-se unele aspecte ale eficienții lor economice.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 175—179

CZ 667.645 : 66.047.355

Warga, R. : **Uscător pentru piese vopsite cu transportor suspendat.**

Se prezintă o instalație de uscare cu transportor suspendat pentru piese vopsite utilizînd încălzirea prin convecție și prin radiație cu raze infraroșii.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 3, p. 180—182

Revista "CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector 1. **Telefon redactor șef: 14.**90.27; Redacția: București, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, secretar general **de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 16.21.70/**173. Instituțiile **pot achita abonamentele în contul nostru de virament** 40 060 300, **Banca Națională a Republicii Socialiste România** filiala Sector 1, **București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.**
Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 6242.
Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621–585.2.001.4

Антон И., Бэрглэзан, М. и *Журма, А.:* **Испытание трех типов гидравлических вариантов.**

Приведены результаты экспериментальных испытаний, проведенных на трех типах гидравлических вариантов, отмечая возможность их улучшения.

Construcţia de Maşini 21 (1969), Nr. 3, стр. 121—128

ДК 621–526 : 621–522

Бенке, В.: **Функциональные характеристики в установившемся режиме гидравлических сервомеханизмов.**

Анализируются функциональные качества в установившемся режиме трех схем гидравлических сервомеханизмов.

Construcţia de Maşini 21 (1969), Nr. 3, стр. 128—134

ДК 621.992.2 :621.941.25.025.1

Кириаческу, С. и *Щутеу, В.:* **Влияние технологии переработки на точность обточенных нарезок.**

Проводится подробный анализ аспектов, связанных с точностью обработки при обточке нарезок прямолинейными резцами.

Construcţia de Maşini 21 (1969), Nr. 3, стр. 135—145

ДК 621–522 : 621–352

Кодреш, О.: **Элементы вычисления эксценртичности продольных цилиндрических золотников в гидравлических распределителях.**

Приводится метод расчета величины допускаемой эксцентричности между направляющим и уплотняющим диаметрами на продольных цилиндрических золотниках гидравлических распределителей.

Construcţia de Maşini 21 (1969), Nr. 3, стр. 146—149

ДК 621.512–33

Мэндеску, Е.: **К вопросу о клапанах компрессора.**

Рассматриваются причины неправильной работы автоматических клапанов на поршневых компрессорах и излагаются мероприятия, необходимые для устранения недостатков.

Construcţia de Maşini 21 (1969) Nr. 3; стр. 149—157

ДК 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Попович, В. и *Сонтя, С.:* **О свариваемости сплавов AlZnMg по способу MIG, применяя различные режимы сварки.**

Construcţia de Maşini 21 (1969) Nr. 3, стр. 157—167

ДК 629.113 : 621.838.22.001.4 : 539.62

Сима, П.: **Изучение кинематики и динамики автомобильнго сцепления,**

Определяется работа трения во время скольжения фрикционного сцепления и представлен стэнд для испытания сцепления, осуществленный на заводе грузовых автомашин в гор. Брашове.

Construcţia de Maşini 21 (1969) Nr. 3, стр. 167—174

ДК 621–229.312 : 621–883

Стэнеску, И. и *Туряк, И.:* **Конструкция агрегирующих приспособлений.**

Приведены конструкции нескольких скрепляющих приспособлений из стандартных элементов, анализируя их экономическую эффективность.

Construcţia de Maşini 21 (1969), Nr. 3, стр. 175—179

ДК 667.645 : 66.047.355

Варга, Р.: **Сушилка для крашеных деталей с подвесным конвейером.**

Описана сушильная установка с подвесным конвейером для крашеных деталей, применяя подогрев способом конвекции и инфракрасными лучами.

Construcţia de Maşini 21 (1969) Nr. 3, стр. 180—182

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621–585.2.001.4

Anton, I., Bărglăzan, M. und *Jurma, A.* : **Ueber den Versuch mit drei Typen von hydraulischen Getrieben.**

Dargestellt werden die Versuchsergebnisse von drei hydraulischen Getrieben und dabei die Besserungsmöglichkeiten der betreffenden Leistungen hervorgehoben.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 121—128

DK 621–526 : 621–522

Benche, V. : **Die Betriebseigenarten der hydraulischen Servoeinrichtungen im Dauerbetrieb.**

Untersucht werden die Arbeitsbedingungen im Dauerbetrieb von drei Schemen hydraulischer Servomechanismen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 128—134

DK 621.992.2 : 621.941.25.025.1

Chiriacescu, S. und *Şuteu, V.* : **Der Einfluss der Bearbeitungstechnologie auf die Genauigkeit der gedrehten Gewinde.**

Vorgenommen wird eine genaue Untersuchung der Gesichtspunkte bzgl. der Bearbeitungsgenauigkeit beim Drehen von Gewinden mit geradlinigen Stählen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 135—145

DK 621–522 : 621–352

Codreş, O. : **Berechnungselemente der Exzentrizität von länglichen, zylindrischen Schiebern in hydraulischen Verteilern.**

Vorgeführt wird die Berechnungsmethode der zulässigen Exzentrizität zwischen dem Führungs – und dem Dichtungsdurchmesser bei zylindrischen, länglichen Schiebern von hydraulischen Verteilern.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 146—149

DK 621.512–33

Măndescu, E. : **Ueber die Aufgaben bei Kompressorventilen.**

Untersucht werden die Gründe des mangelhaften Arbeitens von automatischen Ventilen bei Kolbenkompressoren, wobei die notwendigen Massnahmen zur Vermeidung der Mängel angegeben werden.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 149—157

DK 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Popovici, V. und *Sontea, S.* : **Betrachtungen bzgl. Schweissbarkeit der Legierungen AlZnMg nach dem MIG-Verfahren.**

Angegeben werden die Versuchsergebnisse, die man beim Schweissen der AlZnMg-Legierungen nach dem MIG-Verfahren bei verschieden Schweissverhältnissen erreichte.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 157—167

DK 629.113 : 621.838.22.001.4 : 539.62

Sima, P. : **Beiträge zum Studium der Kinematik und der Dynamik von Autogetrieben.**

Es wird die mechanische Reibungsarbeit berechnet in der Gleitzeit der Reibungskupplung, worauf eine Bank zum Prüfen der Kupplungen beschrieben wird, die in der Lastwagenfabrik Braşov hergestellt wurde.

Construcţia de Maşini 21 (1969). H. 3, S. 167—174

DK 621–229.312 : 621–883

Sţănescu, I. und *Tureac, I.* : **Bau von Aggregatvorrichtungen.**

Dargestellt werden einige Bauarten von Fassungsvorrichtungen aus Standardelementen worauf gewisse Gesichtspunkte ihrer wirtschaftliche Vorzüge untersucht werden.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 175—179

DK 667.645 : 66.047.355

Warga, R. : **Trockner für gestrichene Teilen mittels hängenden Förderbandes.**

Vorgeführt wird eine Trocknungsanlage mit hängenden Förderband für angestrichene Teile, wobei die Erwärmung durch Konvektion und durch infrarote Strahlen erzeugt wird.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 3, S. 180—182

SOMMAIRE

CD 621–585.2.001.4

Anton, I., Bărglăzan M. et *Jurma, A.* : **L'essai de trois types de variateurs hydrauliques du nombre des tours.**

On expose les résultats des essais exécutés sur trois types de variateurs hydrauliques du nombre des tour; et on étudie les possibilités d'amélioration des performances respectives.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 121—128

CD 621–526 : 621–522

Benche, V. : **Les caractéristiques fonctionnelles en régime permanent des servo-mécanismes hydrauliques.**

L'auteur examine les qualités fonctionnelles en régime permanent de trois schémas de servo-mécanismes hydrauliques.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 128—134

CD 621.992.2 : 621.941.25.025.1

Chiriacescu, S. et *Şuteu, V.*: **L'influence de la technologie d'usinage sur la précision des filets chariotés.**

On présente une analyse détaillée des problèmes posés par la précision de l'usinage lors du chariotage des filets à l'aide des outils à fileter à tranchants rectilignes.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 135—145

CD 621–522: 621–352

Codreş, O.: **Eléments du calcul de l'excentricité des tiroirs cylindriques longitudinaux des distributeurs hydrauliques.**

On donne une méthode de calcul de la valeur de l'excentricité admissible entre le diamètre de guidage et celui d'étanchement pour les tirois cylindriques longitudinaux des distributeurs hydrauliques.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 146—149

CD 621.512–33

Măndescu, E. : **Quelques problèmes concernant les soupapes de compresseur.**

On étudie les causes du mauvais fonctionnement des soupapes automatiques pour compresseurs à piston en mettant en évidence les mesures à prendre pour éviter les déficiences.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 149—157

CD 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Popovici, V. et *Sontea, S.* : **Considérations sur le soudage des alliages AlZnMg selon le procédé MIG.**

Les auteurs présentent les résultats obtenus lors du soudage des alliages AlZnMg selon le procédé MIG en employant divers régimes de soudage.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 157—167

CD 629.113 : 621.838.22.001.4 : 539.62

Sima, P. : **Contributions à l'étude de la cinématique et de la dynamique de l'embrayage de l'automobile.**

On détermine le travail mécanique de frottement pendant le patinage de l'embrayage à friction et on décrit un banc pour l'essai des embrayages réalisé à l'Usine de camions-automobiles de Braşov.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 167—174

CD 621–229. 312 : 621–883

Stănescu, I. et *Tureac, I.* : **Constructions de dispositifs-agrégat.**

On fait la revue de plusieurs dispositifs de serrage formés d'éléments standardisés et on précise certains aspects de leur efficacité économique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 175—179

CD 667.645 : 66.047.355

Warga, R. : **Séchoir à transporteur suspendu pour pièces peintes.**

On décrit une installation de séchage à transporteur suspendu pour pièces peintes, qui utilise le chauffage par convection et par radiation à rayons infrarouges.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 3, p. 180—182

CONTENTS

DC 621–585.2.001.4

Anton, I., Bărglăzan, M. and *Jurma, A.* : **Concerning the testing of three types of hidraulic speed variators.**

The results are given of experiments carried out with three types of hidraulic speed variators and the possibilities of improving their respective performances are pointed out.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 121—128

DC 621–526 : 621–522

Benche, V. : **The functional characteristics in permanent regime of hydraulic servomechanisms.**

The functional qualities in permanent regime of three schemes of hydraulic servomechanisms are discussed.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 128—134

DC 621.992.2 : 621.941.25.025.1

Chiriacescu, S. and *Şuteu, V.* : **The influence of the working technology on the precision of turned threads.**

The aspects relating to the working precision on turning the threads with rectilinear edge tools are analysed in detail.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 135—145

DC 621–522 : 621–352

Codreş, O. : **Calculus elements of the excentricity of cylindrical longitudinal slide-valves from the hydraulic distributors.**

A method of calculating the valve of the admissible excentricity between the guiding and the tightening diameters in the cylindrical longitudinal slide-valves of hydraulic distributors is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 146—149

DC 621.512–33

Măndescu, E. : **From the problems of compressor valves.**

After analysing the causes of the inadequate working of the automatic valves for piston compressors, the author suggests some measures required to avoid the possible troubles.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 149—157

DC 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Popovici, V. and *Sontea, S.* : **Some considerations concerning the weldability of AlZnMg alloys following the MIG method.**

The experimental results obtained on welding the AlZnMg alloys according to the MIG method by using different welding regimes are pointed out.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 157—167

DC 629.113 : 621.838.22.001.4 : 539.62

Sima, P. : **Contributions to the study of the kinematics and dynamics of motor car clutches.**

The friction mechanical work during the slipping of friction clutch has been determined and a test stand for clutch testing developed at the Braşov Truck Works is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 167—174

DC 621–229.312 : 621–883

Stănescu, I. and *Tureac, I.* : **Construction of holding devices.**

Several construction of holding devices from standardised elements are presented and some aspects of their economic efficiency are analysed.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 175—179

DC 667.645 : 66.047.355

Warga, R. : **Dryer for dyed parts with suspended conveyor.**

The description is given of a drying installation with suspended conveyor for dyed parts. The heating is supplyed by convection and I. R. radiations.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 3, p. 180—182

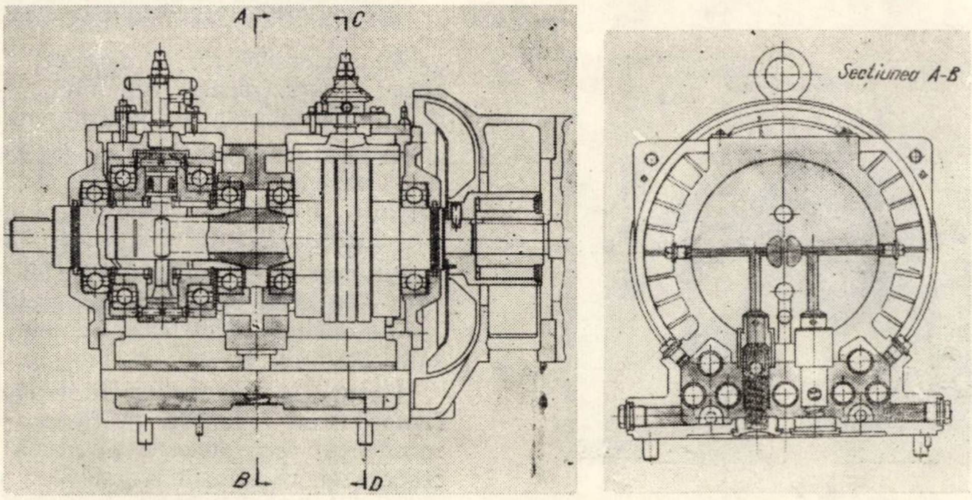
CZ 621-585.2.001.4

Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turație

Prof. dr. ing. Ion ANTON – Institutul politehnic Timișoara
Ing. M. BĂRGLĂZAN – Institutul politehnic Timișoara
Ing. A. JURMA – U. R. T.

Scopul lucrării este de a sintetiza unele observații și concluzii pe baza încercării unor variatoare hidraulice de turație realizate de diferite întreprinderi și experimentate în cadrul Laboratorului de mașini hidraulice al Institutului politehnic Timișoara [7, 9].

S-au studiat trei tipuri de variatoare din aceeași clasă care se vor denumi pentru simplitate *I*, *II* și *III* (*I*—variator proiectat de I.T.C.M.E. Timișoara și realizat de Intreprinderea Ciocanul Timișoara; *II* — variator proiectat și realizat de U.R.T.; *III* — variator de fabricație R.F.G.).



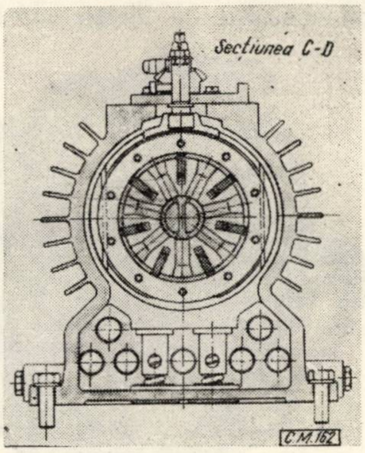


Fig. 1

Clasa variatoarelor hidraulice de turație amintită se compune dintr-o pompă volumică legată hidraulic de un motor volumic.

Construcția variatorului se poate observa în figura 1 — tipul *I* în figura 2 — tipul *II* și în figura 3 — tipul *III*.

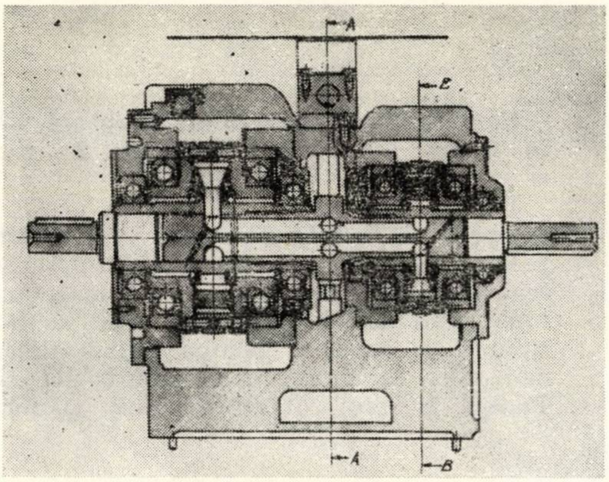
Pompa și motorul plasate în același corp compact au o mișcare rotativă și rotorul are palete culisante cu excentricitate variabilă, realizată prin deplasarea statorului. Dimensiunile pompei și motorului sînt identice la tipul *I* și inegale, pompa avînd dimensiuni mai mici ca motorul, la tipurile *II* și *III*. Pompa și motorul cu aspirația și refularea interioară se leagă din punct de vedere hidraulic prin două canale semicirculare centrale. Tot sistemul mobil este sprijinit pe rulmenți cu bile.

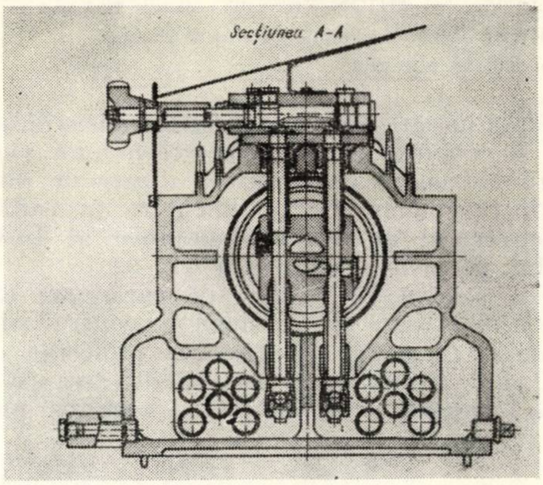
Variatoarele au rezervorul de ulei în partea inferioară a corpului suport. Rezervorul este prevăzut cu conducte longitudinale de răcire.

Variatoarele sînt prevăzute cu nervuri de răcire și ventilator de răcire.

Excentricitatea variabilă se realizează prin rotirea unor roți de reglaj plasate în exterior deasupra (*I*) sau lateral (*II*) pe variator. Antrenarea se face cu un motor electric asincron trifazat prin cuplare directă, de construcție compactă, monobloc, ca la varianta *I* ($n = 1\,470$ rot/min) sau cu un același tip de motor ($n = 2\,850$ rot/min) și transmisie prin curea trapezoidală cu reducerea turației la 1 700 rot/min la variantele *II* și *III*.

Conductele de legătură comunică cu bazinul de ulei prin intermediul unor ventile. Ventilele cu dublu sens la variatorul *I* se pot deschide — spre variator — la o depresiune mică și cedează — spre rezervor — la presiuni ridicate. Presiunea maxim admisibilă în circuit se poate stabili prin tensionarea corespunzătoare a unor arcuri elicoidale.





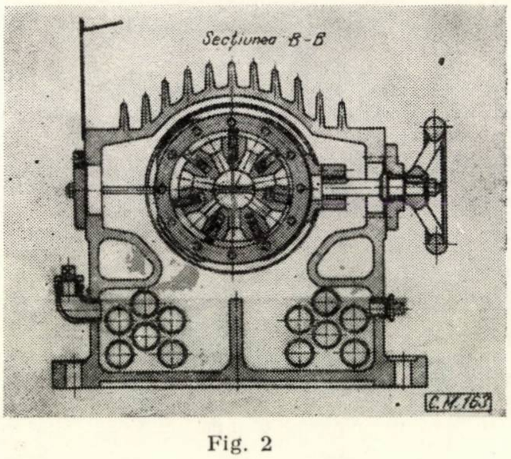


Fig. 2

La variatoarele *II* şi *III* există posibilitatea de scurtcircuitare a motorului prin realizarea legăturii hidraulice între canalele de legătură ale circuitului hidraulic al variatorului. Uleiul folosit este de calitatea U 405 STAS 751—49 la variantele *I* şi *II* şi uleiul original pentru *III*.

Staţiunea de încercare a fost construită în scopul definirii calităţilor energetice ale variatoarelor hidraulice amintite.

Pentru măsurări cît mai corecte ale parametrilor care intervin s-au construit diferite variante de montaj între care se aminteşte frînarea cu: *a* — frînă Prony , *b* — frînă electrică folosind un generator electric de curent continuu cu excitaţie alimentată de la o sursă separată şi măsurînd momentul prin realizarea statorului basculant, sau *c* — măsurînd caracteristicile electrice ale circuitului consumator legat de generatorul electric, *d* — cu o frînă combinată formată dintr-o frînă de curenţi Foucault şi o frînă Prony. Ultimele trei variante de montaj sînt indicate în figura 4 şi figura 5 şi fotografiile din figura 6 şi figura 7. În figura 4 se notează cu *1* — motorul electric de antrenare, *2*—variatorul hidraulic, *3*— generatorul electric de frînare, *4*, *5*— tahometrele, *6* —rezistenţa variabilă, *7*— wattmetrul *8*— ampermetrul, *9*— voltmetrul.

În figura 5 se notează cu *1*—motorul electric, *2*— transmisia prin curea, *3*— variatorul hidraulic, *4* — frîna Foucault, *5* — frîna Prony, *6* — întrerupătorul, *7*— trusa wattmetrică.

Puterile mici măsurate astfel au dat prioritate— în ceea ce priveşte precizia măsurărilor — metodelor electrice. Frînele electrice sînt mai sensibile şi mai stabile în funcţionare.

Alături de încercarea diferitelor variante de frînare s-au calculat, în fiecare caz în parte, momentul sau puterea pierdută în frînă prin frecare şi ventilaţie $p_{f+v} = f(n)$ şi $M_{f+v} = f(n)$ prin stabilirea curbelor de încetinire şi calcularea momentului de inerţie axial (fig. 8).

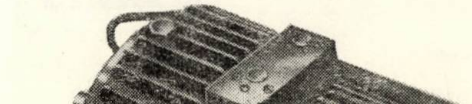


Fig. 3

La montajul în care s-a flosit frînarea electrică, cu măsurarea electrică a puterii utile la variator, s-au stabilit pierderile mecanice, în fier şi cupru. S-a pus să funcţioneze generatorul ca motor alimentat cu un curent de excitaţie constant şi egal cu cel nominal în încercarea ca generator şi s-a racordat circuitul de alimentare al maşinii la diferite tensiuni. S-au stabilit curbele de variaţie a pierderilor cu turaţia generatorului electric $p_{fe+m} = f(n)$. S-a determinat apoi curba randamentului motorului electric folosit pentru antrenarea variatorului în funcţie de încărcare, utilizînd aceeaşi modalitate de frînare.

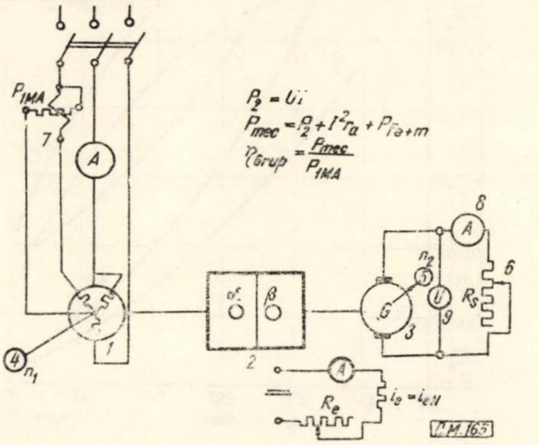


Fig. 4

După cum se remarcă din figurile 4 şi 5, staţiunea, în afară de frînă şi circuitul aferent electric cu rezistenţe, ampermetre şi voltmetre — necesare fie pentru excitaţie, fie drept con-

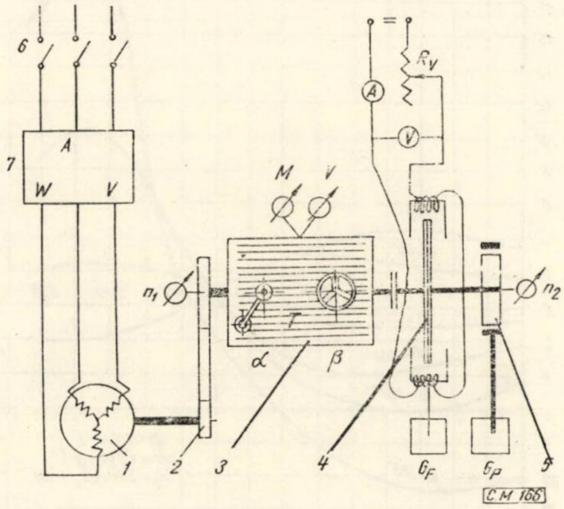


Fig. 5

sumator sau balanţele de echilibrare, conţine şi instrumente de măsură ca termometru, vacuumetru şi manometru şi o trusă wattmetrică.

Cu aceste precauţii s-a trecut la măsurările energetice propriu-zise care au constat în citirea valorilor turaţiei la intrarea (n_1) şi la ieşirea (n_2) din variator, a puterii absorbite P_{abs} (P_{1MA}) pe partea electrică şi a momentului dezvoltat la ieşire M_2 toate pentru o turaţie păstrată aproximativ constantă la intrarea în variator

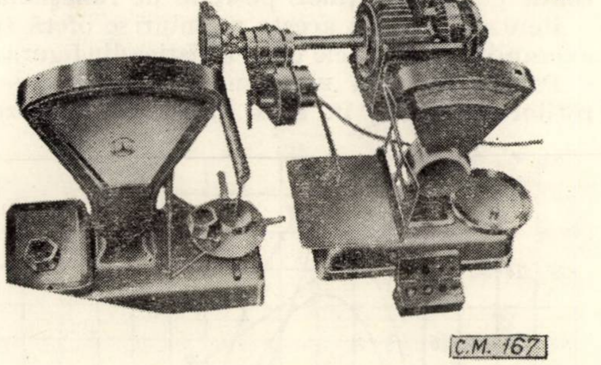


Fig. 6

şi o variaţie parametrică în trepte a excentricităţii pompei α şi a motorului hidraulic β.

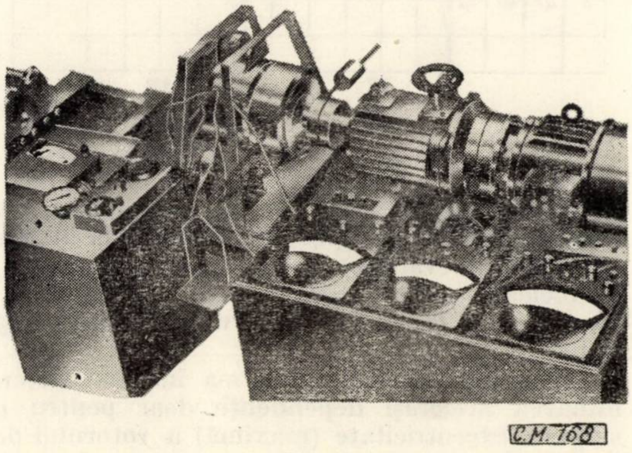


Fig. 7

S-a urmărit în permanenţă presiunea pe canalele de legătură şi temperatura uleiului.

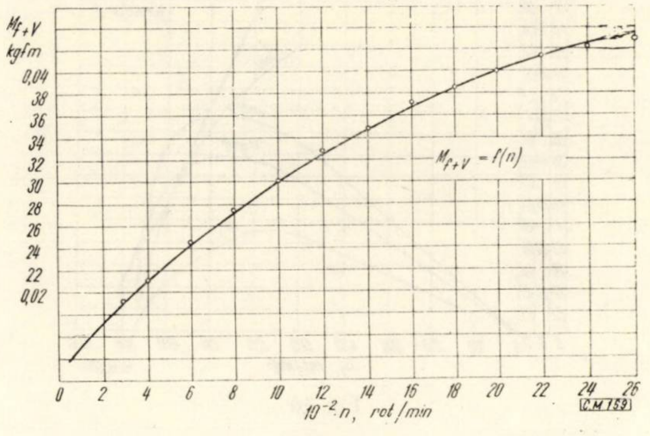


Fig. 8

S-a trecut apoi la calculul raportului turaţiilor, al momentului dezvoltat de variator, al puterii utile la ieşirea din variator, al randamentului grupului format din motor electric şi variator şi în fine al randamentului variatorului.

Pentru variatorul *I* s-au făcut încercări exhaustive epuizînd, prin 56 de combinaţii între excentricităţile rotoarelor pompei şi motorului, toată gama situaţiilor posibile de funcţionare. Pentru unul din aceste regimuri se oferă spre exemplificare curbele caracteristice din figura 9.

Prin α şi β s-a notat unghiul de rotaţie al roţilor de reglaj în sens direct de la poziţia extremă opusă. Semnul + sau − indică acelaşi sens, respectiv sens opus de rotaţie, de la intrare la ieşire în variator.

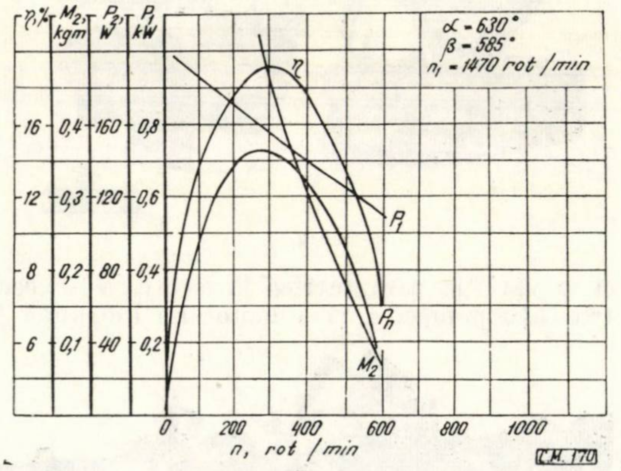


Fig. 9

Aceleaşi curbe caracteristice pentru variatoarele *II* şi *III* se pot observa în figura 10 şi figura 11.

La variatoarele *II* şi *III* s-a încercat determinarea aceloraşi dependenţe doar pentru o singură excentricitate (maximă) a rotorului de pompă.

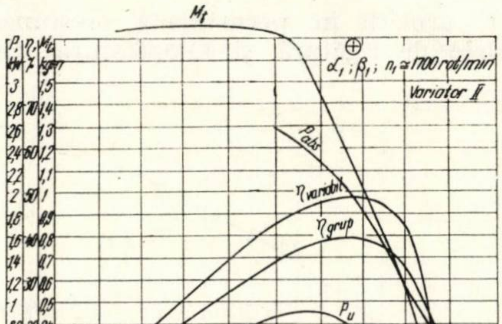


Fig. 10

Iniţial s-a stabilit β prin reglarea turaţiei de la ieşirea variatorului la mers în gol şi excentricitatea minimă de β_4 a fost stabilită la $n_2 = 2\,400$ rot/min pentru $n_1 = 1\,700$ rot/min; β_3, β_2, β_1 şi β corespund unor rotaţii cu cîte 60° ale roţii de reglaj în sens direct.

Curbele centralizatoare pot oferi indicaţii în legătură cu dependenţa optimă α, β pentru diferite rapoarte de turaţii. Una dintre diagramele semicentralizate pentru variatorul *I* care apare în figura 12 indică, pentru un raport dat al turaţiilor, valorile maxime atinse de randament la diferite excentricităţi α şi β.

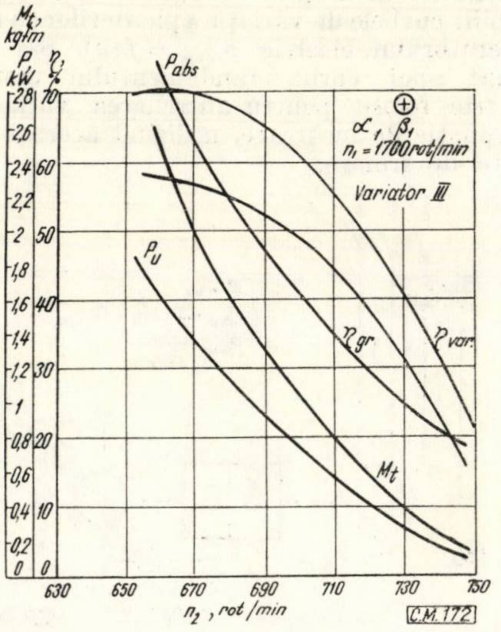


Fig. 11

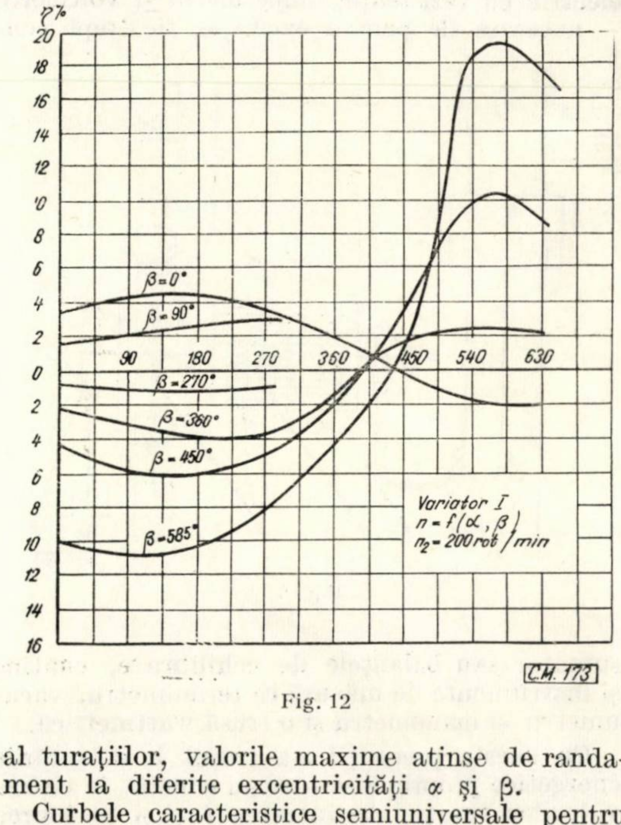


Fig. 12

Curbele caracteristice semiuniversale pentru variatoarele *II* şi *III* indică pentru una şi aceeaşi turație la intrare și excentricitate maximă constantă a pompei, modul de variație al randamentului (fig. 13 și 14), al momentului (fig. 15)

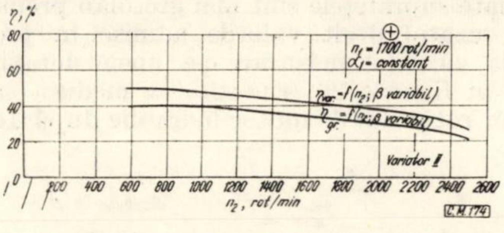


Fig. 13

și al puterii utile (fig. 16) a variatorului în funcție de turația de la ieșirea din variator.

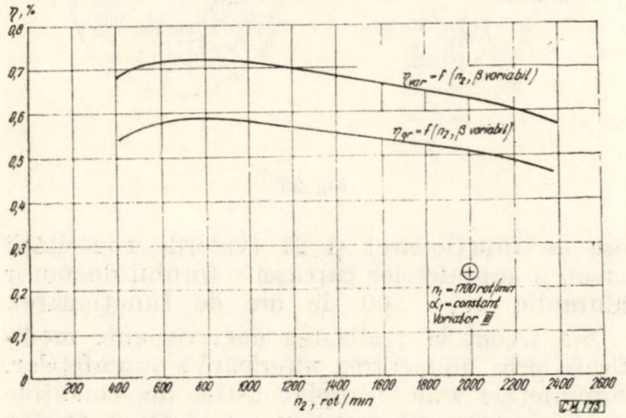


Fig. 14

În final se deduc curbele de exploatare pentru variatorul *II*, adică curbele de stabilire a excentricității optime a variatorului pentru funcționarea la raportul dorit al turațiilor cu randament

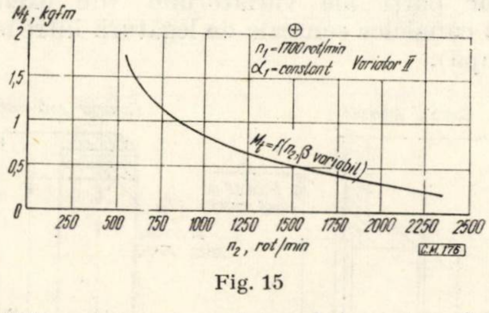


Fig. 15

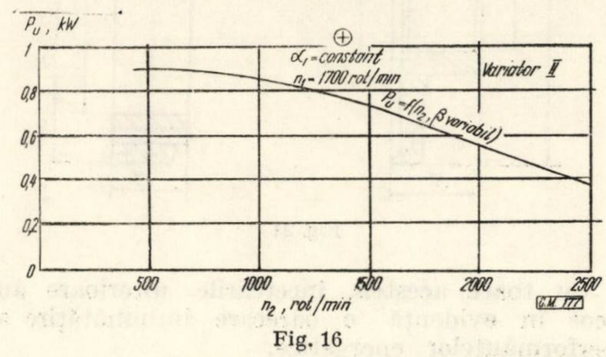


Fig. 16

maxim (fig. 17), cu putere utilă maximă (fig. 18) sau cu moment dezvoltat maxim (fig. 19).

Observații. Analiza comparativă a celor trei variante scoate în evidență pe baza curbelor de caracteristici energetice, funcționarea slabă a variatorului *I*, satisfăcătoare a variatorului *II*

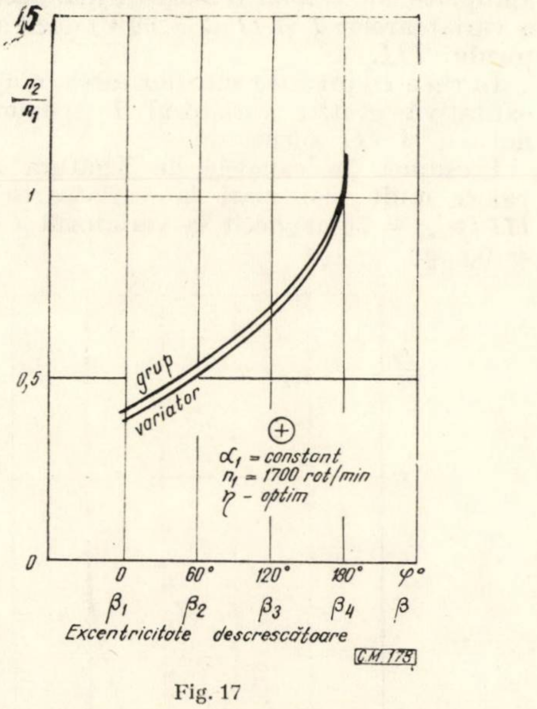


Fig. 17

și bună a variatorului *III*, comparativ cu datele din literatura mondială asupra aceluiași tip de variator [2, 4, 5] sau similare [6].

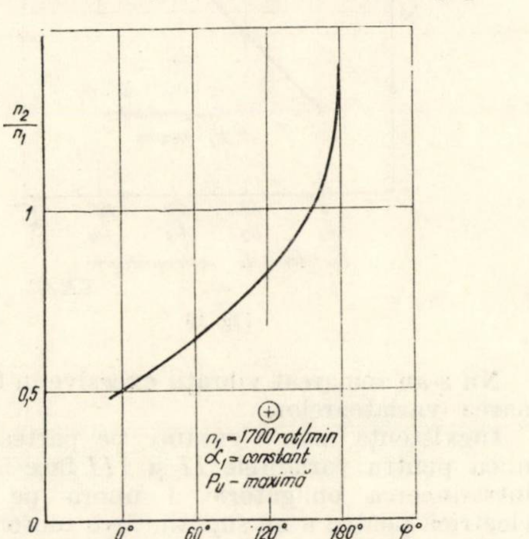


Fig. 18

Variația lină a raportului turațiilor în limite largi $n_2/n_1 = 0 - 1{,}5$ a fost realizată pentru toate tipurile încercate.

Momentele și puterile dezvoltate permit ca prin reglarea potrivită a lui α și β să se obțină condiţiile dorite de funcţionare. Alura curbelor caracteristice indică posibilitatea folosirii acestor variatoare în instalaţiile automatizate.

Temperaturile atinse în funcţionare în condiţii apropiate au stabilit o încălzire mai accentuată a variatoarelor *I* şi *II* ($t = 60°C$) decît a variatorului *III*.

În ceea ce priveşte silenţiozitatea, o apreciere calitativă arată: variatorul *I* zgomotos, *II* normal şi *III* silenţios.

Presiunea în canalele de legătură a atins valori mult mai mari la variatoarele *II* şi *III* ($p_{max} = 20$ at) decît la variatorul *I* ($p_{max} = 9{,}6$ at).

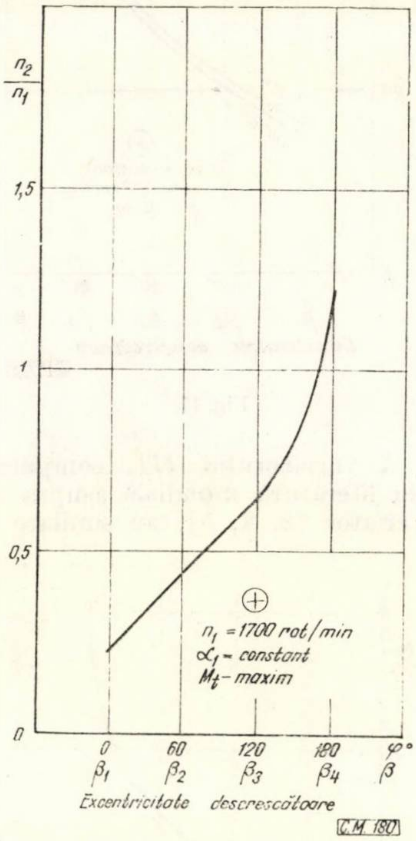


Fig. 19

Nu s-au remarcat vibraţii excesive în funcţionarea variatoarelor.

Inexistenţa unor siguranţe pe partea hidraulică pentru variantele *II* şi *III* face necesară introducerea obligatorie a unora pe partea electrică pentru a nu supraîncărca motorul electric în anumite situaţii de funcţionare (de exemplu, blocarea arborelui secundar).

Pe baza unora dintre observaţiile de mai sus s-a trecut la un studiu mai atent al posibilităţilor de îmbunătăţire a performanţelor variatorului.

S-au făcut unele studii asupra variatorului de tip *I*. După aproximativ 100 de ore de funcţionare s-a verificat, cu ajutorul rugozimetrului, starea suprafeţelor unui motor hidraulic — după mai multe direcţii — pe suprafeţele solide în mişcare relativă şi pe cele în contact cu lichidul.

Toate suprafeţele sînt mai grosolan prelucrate (sau uzate) decît valorile admise în proiect. Media valorilor măsurate pe unele detalii sînt date în figurile 20 (rugozitatea medie a suprafeţelor rotorului de motor hidraulic după 100 de ore de funcţionare) şi 21 (valorile rugozităţii medii a suprafeţelor carcasei rotorului de motor hidraulic după 100 de ore de funcţionare).

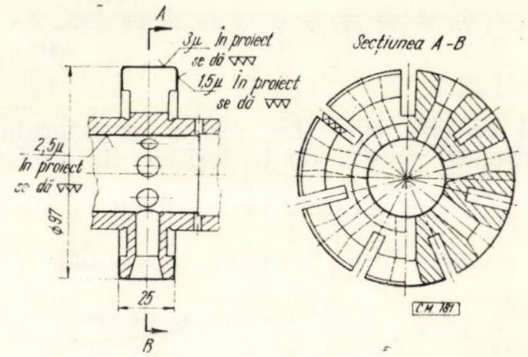


Fig. 20

S-a trecut la realizarea unei variante modificate prin prelucrarea ulterioară a suprafeţelor. Suprafeţele s-au apropiat astfel de condiţiile de proiectare. Se menţionează că nu a existat posibilitatea păstrării unor paralelisme şi perpendicularităţi cu un grad ridicat de precizie pentru varianta *I* din cauza lipsei de rigiditate a unor părţi ale variatorului (de exemplu, corpul canalelor centrale de legătură între motor şi pompă).

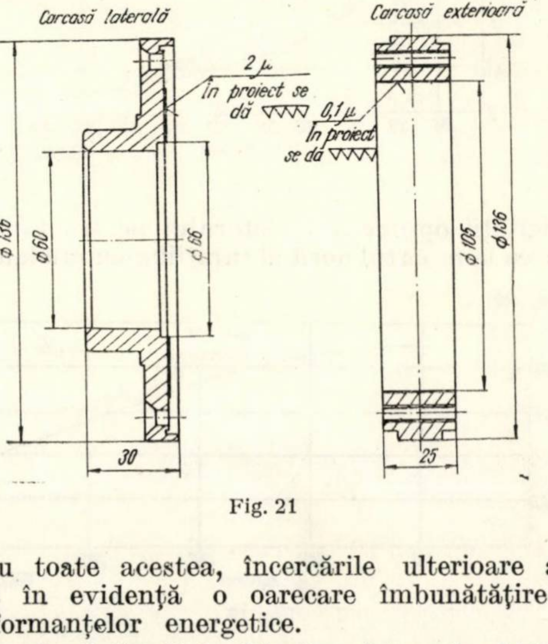


Fig. 21

Cu toate acestea, încercările ulterioare au scos în evidenţă o oarecare îmbunătăţire a performanţelor energetice.

Concluzii. Studiul critic al variatoarelor hidraulice volumice a scos în evidenţă calităţile lor, cum şi posibilităţile de îmbunătăţire a performanţelor lor.

Se constată că trebuie realizate construcţii cu o rigiditate suficientă şi cu o geometrie cît mai exactă prin alegerea unor materiale potrivite şi printr-o prelucrare şi finisare ulterioară cît mai perfectă.

O atenţie deosebită trebuie acordată suprafeţelor solide în contact, în mişcare relativă. Aceste suprafeţe sînt forme simple cilindrice sau circulare plane în cazul variatoarelor studiate.

Pierderile care apar în variator sînt de natură hidraulică, volumică şi mecanică şi toate aceste pierderi se transformă în căldură din care o mică parte se eliberează prin radiaţie şi convecţie către exterior, cea mai însemnată parte ducînd la încălzirea lichidului de lucru al variatorului.

Pierderile hidraulice longitudinale şi locale din variator pot fi calculate şi se pot lua măsuri de micşorare a lor prin alegerea unor forme mai hidrodinamice şi a unor secţiuni mărite.

Pierderile volumice sînt destul de importante şi apar din cauza debitelor false ce trec prin interstiţiile maşinii, precum şi din cauza umplerii incomplete a camerelor de lucru ale maşinii.

Între diferitele puncte ale maşinii, datorită diferenţei de presiune ce apare în funcţionare, rezultă o reţea de interstiţii legate în serie şi paralele pe unde se pierde debit de lichid. Curentul prin interstiţii poate fi laminar sau turbulent. Turbulenţa poate fi creată şi prin oscilaţia şi vibraţia unor elemente ale interstiţiului. Calculul acestor debite este îngreuiat prin faptul că atît diferenţa de presiune cît şi forma interstiţiului pot varia periodic.

Alături de un volum mort ce apare din soluţia constructivă adoptată, pierderile volumice cresc datorită umplerii incomplete a cavităţilor maşinii din cauza fierberii superficiale a lichidelor şi a transformării sale în vapori. Faza gazoasă în general — care poate apărea în urma funcţionării în condiţii mai dificile prin creşterea temperaturii — măreşte atît pierderile volumice cît şi cele hidraulice.

Pierderile mecanice prin frecări sînt funcţie de realizarea pompei volumice şi — în mod indirect — de diferenţa de presiune şi de viteza de rotaţie a elementelor maşinii. O atenţie deosebită trebuie acordată rodajului acestui tip de variatoare.

În completare, pentru o studiere completă a variatoarelor, se pot face investigaţii, acustice, termice şi de uzură.

Lichidul de lucru este unul dintre factorii caracteristici ai bunei funcţionări ai maşinii. Prin proprietăţile sale — viscozitate, rezistenţă mecanică şi chimică, aderenţă, anticoroziune, conductibilitate termică şi capacitate calorică, proprietatea de dizolvare a gazelor — fluidul de lucru contribuie în mod hotărîtor la realizarea performanţelor variatorului.

Existenţa unui volum minim nefolosit de variator este absolut necesară pentru a preîntîmpina înţepenirea mecanică şi a permite deformaţia elastică şi termică a variatorului.

Diferenţa de presiune şi turaţia prezintă o limită superioară datorită condiţiilor de suprasolicitare termică şi mecanică şi o limită inferioară datorită condiţiilor de funcţionare posibilă a maşinii. Randamentul maşinii creşte o dată cu diferenţa de presiune la care lucrează rotoarele ei.

Presiunea absolută la intrarea în rotorul de generator hidraulic şi, respectiv, ieşirea din rotorul de motor hidraulic trebuie să fie suficient de ridicată pentru a nu permite degajarea masivă a gazelor dizolvate şi pentru a nu se elimina vapori saturaţi din lichid (eliminarea cavitaţiei).

Creşterea performanţelor variatorului prin finisarea suprafeţelor cum se constată din varianta modificată *I* (fig. 22), cum şi diferenţele cele mai pregnante în funcţionarea în condiţii identice a variatoarelor *II* şi *III*, mai ales cu privire la variaţia turaţiei la ieşirea din variator, în funcţie de încărcare — care este mult mai mică la varianta *III* decît la *II* —, arată importanţa pe care o au pierderile hidraulice, mecanice şi volumice în funcţionarea variatoarelor.

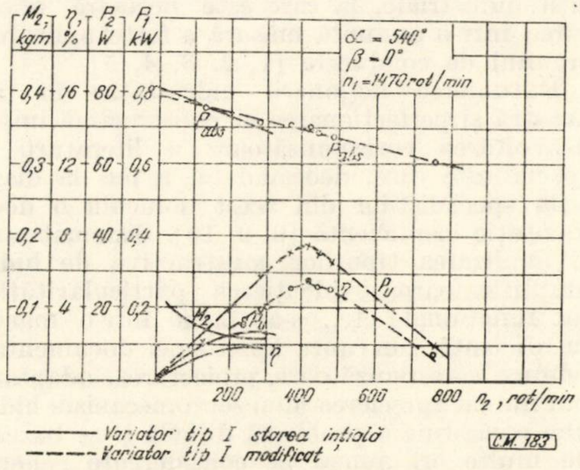


Fig. 22

Datorită diversităţii domeniilor de aplicaţie, în final se aminteşte şi studiul care se poate face cu privire la amplasarea relativă a motorului electric de antrenare faţă de variator (cu sau fără curea) sau a altor elemente ale variatorului (de exemplu, construcţia, amplasarea şi funcţionarea ventilelor).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bărglăzan, A., Anton, I., Anton, V., Preda, I.* Încăcarea maşinilor hidraulice. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
[2] Maşinostroenie, tom 12, p. 442. Moscova, 1948.

[3] *Osipov, A. F.* Obiomnîe ghidravliceskie maşinî. Moscova, 1966.

[4] *Malţ, L. U.* Porşnevîe ghidravliceskie peredaci s reguliruemîmi nasosami. Leningrad, 1961.

[5] *Guriev, V. P., Pogorelov, V. U.* Ghidravliceskie obiomnîe peredaci. Moscova, 1964.

[6] *Carter.* Hydraulik variable speed gears. Yorkshire, 1963.

[7] *Anton, I., Bărglăzan, M.* Încercarea unui variator hidraulic. Dosar convenţie de colaborare, 1963.

[8] *Anton, I., Bărglăzan, M., Gavra, A.* Studiu critic al unui variator de turaţie. Referat intern, 1964.

[9] *Bărglăzan, M., Jurmă, A.* Încercarea şi curbele caracteristice ale unor variatoare hidraulice de turaţie. Protocol 1967.

CZ 651-526 : 621-522

Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice

Şef lucrări ing. Victor BENCHE — Institutul politehnic Braşov

Datorită calităţilor remarcabile pe care le prezintă acţionarea hidrostatică faţă de celelalte sisteme de acţionare şi în special faţă de cele mecanice, transmisiile hidraulice de urmărire (amplificatoarele de putere sau servomecanismele hidraulice) capătă o răspîndire din ce în ce mai largă în sistemele de comandă automată şi manuală ale diferitelor maşini şi instalaţii industriale, la care este necesară micşorarea într-o anumită măsură a forţei aplicate la organul de conducere [1, 2, 3, 4, 5].

Extinderea acţionării hidrostatice în ţara noastră şi perfecţionarea ei constructivă impun dezvoltarea corespunzătoare a literaturii de specialitate care, deocamdată, a pus la dispoziţia specialiştilor din acest domeniu o documentaţie insuficientă [6, 9, 10]. Sistematizarea şi analizarea tipurilor constructive de hidroamplificatoare, evidenţierea particularităţilor lor funcţionale etc., s-au făcut într-o măsură insuficientă. Din cauza lipsei unei documentaţii tehnice corespunzătoare, proiectarea, adaptarea sau numai aprecierea unui servomecanism hidraulic constituie o problemă dificilă şi se bazează de multe ori numai pe considerente generale cu caracter constructiv şi tehnologic.

Sensibilitatea, stabilitatea şi alte calităţi ale unui hidroamplificator depind în mare măsură de schema sa hidraulică, de tipul şi calitatea execuţiei dispozitivelor sale (de distribuţie, de centrare, de reacţie etc.), de modul de amplasare, de caracterul sarcinilor exterioare, de existenţa unor surse perturbatoare externe sau interne etc.

Alegerea justificată a schemei hidraulice, a parametrilor constructivi şi funcţionali principali ai unui servomecanism hidraulic trebuie să se facă în concordanţă cu proprietăţile statice şi dinamice ale obiectului comandat, iar procesul de comandă însuşi să fie realizat conform cerinţelor stabilite în prealabil, în situaţia celor mai puţin favorabile condiţii de exploatare.

În lucrare se analizează calităţile funcţionale ale unui sistem de comandă manuală cu amplificator hidraulic cu sertăraş distribuitor cu patru căi, în regim permanent, determinate de schema sa hidraulică (tipul sertăraşului — cu acoperire pozitivă, nulă sau negativă — şi modul de realizare al alimentării — de la o pompă cu debit constant şi presiune constantă sau variabilă, influenţată de deplasarea sertăraşului), de valorile principalilor parametri constructivi ai sistemului, de condiţiile de exploatare (sarcinile şi vitezele la servomotor) şi de valorile parametrului de comandă a sertăraşului. Se examinează dependenţa vitezei de execuţie a servomotorului de deschiderea relativă a ferestrelor de trecere din bucşa sertăraşului de comandă, la mersul în gol (caracteristica de viteză a servomecanismului) şi într-un anumit regim de lucru, de sarcina la servomotor pentru diverse valori ale parametrului de comandă a sertăraşului (caracteristica mecanică a servomecanismului), cum şi dependenţa semnalului de comandă şi erorii sistemului de viteza şi sarcina la elementul executor (caracteristica statică a servomecanismului).

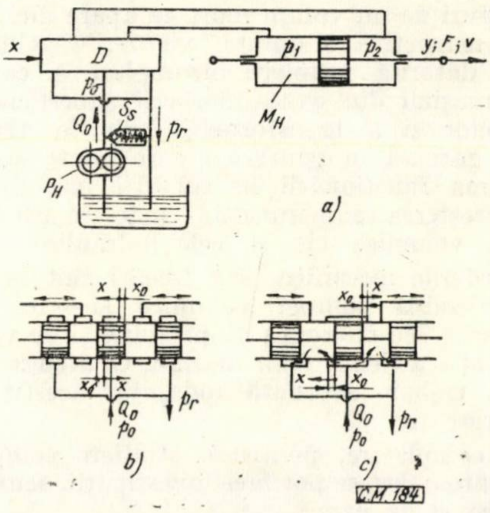


Fig. 1

Se consideră schema mecanismului hidraulic şi a sertăraşelor distribuitoare din figura 1 (1,*a* — schema mecanismului hidraulic; 1,*b* — sertăraş cu acoperire pozitivă; 1,*c* — sertăraş cu acoperire negativă; D — sertăraş distribuitor, M_H — motor hidraulic; S_s — supapă de suprapresiune).

Se utilizează următoarele notaţii:

x_0 — valoarea acoperirii sertăraşului;
x — deplasarea pistonaşului sertăraşului (considerată din momentul începerii deschiderii ferestrei de trecere din bucşa sertăraşului cu acoperire pozitivă (fig. 1,*b*) şi faţă de poziţia iniţială, neutră, a pistonaşului, pentru sertăraşul cu acoperire negativă (fig. 1,*c*);
x_{max} — deplasarea maximă a pistonaşului determinată de construcţia sertăraşului;
p_0 — presiunea lichidului la intrarea în sertăraş (maximă);
p_m — diferenţa presiunilor din cele două camere ale servomotorului;
p_r — presiunea la ieşirea din sertăraş (în conducta de evacuare);
Q_0 — debitul pompei;
Q_m — debitul de lichid în servomotor;
η_p — randamentul volumic al pompei;
η_{va} — randamentul volumic al amplificatorului hidraulic;
η_{ma} — randamentul mecanic al amplificatorului hidraulic;
$\pi_x = \dfrac{x}{x_{max}}$ — deplasarea relativă a pistonaşului (variabilă adimensională), $0 \leqslant \pi_x \leqslant 1$;
$\pi_p = \dfrac{p_m}{p_0}$ — presiunea relativă adimensională $0 \leqslant \pi_p \leqslant 1$;
$\pi_Q = \dfrac{Q_m}{Q_0}$ — debitul adimensional, $0 \leqslant \pi_Q \leqslant 1$.

Servomecanism hidraulic cu sertăraş distribuitor cu acoperire pozitivă ($x_0 > 0$), *alimentat de la o pompă cu debit constant* ($Q_0 = const$). Deplasarea sertăraşului influenţează presiunea de intrare a lichidului. Pentru mersul în gol al servomotorului ($F = 0$) se poate considera legea:

$$p_0 = p_{0i} - \left|\frac{dp}{dQ}\right| Q_0 \approx p_{0i}(1 - \alpha\pi_x) \qquad (1)$$

unde p_{0i} este presiunea pompei la $Q_0 = 0$, iar $\alpha = 0{,}2$ [1].

Debitul maxim la intrarea în sertăraş este:

$$Q_0 = \mu\sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\, S_{max}\sqrt{p_0} = g_{max}\sqrt{p_0}, \qquad (2)$$

în care:

$g_{max} = \mu\sqrt{\dfrac{2}{\rho_0}}\, S_{max}$ este conductivitatea maximă a ferestrei de trecere a sertăraşului la deschiderea sa completă ($\pi_x = 1$);
S_{max} — aria maximă a secţiunii de trecere;
ρ_0 — masa specifică a uleiului ($\sim 0{,}88 \cdot 10^{-6}$ kgfs^2/cm^4);
μ — coeficientul de debit al ferestrei sertăraşului, variabil cu gradul de deschidere al acesteia.

Pentru coeficientul de debit μ se poate utiliza relaţia:

$$\mu \approx \mu_0 + \Delta\mu\,(1 - \pi_x),$$

în care $\mu_0 = 0{,}65$ (pentru S_{max}), iar $\Delta\mu = 0{,}2$ [1], [2].

Aria ferestrei de trecere a sertăraşului variază după legea:

$$S = K_s\, x = K_s\,(x + x_0) - K_s\, x_0, \qquad (3)$$

în care $K_s = \beta\pi d$ este dimensiunea ferestrei de trecere, măsurată pe lungimea circumferinţei gulerului sertăraşului, de diametru d. Valoarea maximă posibilă se obţine pentru $\beta = 1$.

Debitul de lichid scăpat prin neetanşeităţile sertăraşului şi ale servomotorului:

$$\Delta Q_{scap} = r\, p_m = (1 - \eta_{va})\, Q_0, \qquad (4)$$

în care r este coeficientul de pierderi volumice al amplificatorului.

Căderea de presiune necesară în servomotor pentru a învinge forţa de frecare F_{fr} este:

$$\Delta p_{m,c} = \frac{F_{fr}}{A} = (1 - \eta_{ma})\,\frac{F_{max}}{A}, \qquad (5)$$

în care:

F_{max} este forţa maximă de calcul a amplificatorului;

A — suprafaţa de lucru a pistonului servomotorului.

Căderea de presiune în canalele servomecanismului:

$$\Delta p_c = \left(\frac{Q_0}{g_c}\right)^2, \qquad (6)$$

în care g_c este conductivitatea hidraulică a canalelor.

Încărcarea servomecanismului la mersul în gol ($F = 0$) se obţine cu relaţia:

$$p_m = \Delta p_c + \Delta p_{mec} + p_r. \qquad (7)$$

Debitul de lichid distribuit de sertăraş este:

$$Q_0 = \frac{S_{max}\,\mu}{x_{max}}\sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\,\pi_x\sqrt{\frac{1}{2}(p_0 - p_m)}. \qquad (8)$$

Factorul de amplificare a vitezei la mersul în gol are forma:

$$\left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{F=0} = \frac{K_s\,\mu}{A}\sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\cdot$$

$$\cdot\sqrt{\frac{1}{2}\left[p_{0i}\,(1-\alpha\pi_x) - \frac{K_v^2}{g_v^2}\,x^2 - \Delta p_{mec} - p_r\right]}, \quad (9)$$

în care:

$$K_v \approx \frac{Q_0}{x_{max}}.$$

Factorul de amplificare a vitezei în momentul inițial al mișcării este:

$$\left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{\substack{F=0\\ v=0}} \approx \frac{K_s\,\mu_0}{A}\sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\sqrt{\frac{1}{2}\,(p_0 - \Delta p_{mec} - p_r)}. \quad (10)$$

Cu ajutorul ecuațiilor (1)—(10) și al condiției $Q_0 = Q_m$ se obține caracteristica de viteză a servomecanismului:

$$v = \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{F=0}(x + x_0) - \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{\substack{F=0\\ v=0}} x_0 - \left.\frac{rp_m}{A}\right|_{\substack{F=0\\ v=0}}, \quad (11)$$

care exprimă dependența vitezei de execuție a servomecanismului (considerată la axa servomotorului) de deplasare a sertărașului de comandă, la mersul în gol, iar prin condiția $p_m = \Delta p_c + \Delta p_{mec} + p_r + \frac{F}{A}$ se obține caracteristica mecanică a servomecanismului:

$$v = \frac{S_{max}}{A}\,g_c\mu\,\pi_x\sqrt{\frac{p_0 - \frac{F}{A} - \Delta p_{mec} - \Delta p_c - p_r}{\rho_0^2\,g_c^2 + S_{max}^2\,\mu^2\,\pi_x^2}} - \frac{rF}{A^2}, \quad (12)$$

care exprimă dependența vitezei de execuție a servomecanismului de sarcina la servomotor, la o valoare constantă a parametrului de comandă a sertărașului.

Viteza de execuție maximă v_{max} se obține punînd condițiile:

$$\pi_x = 1 \ \ (x = x_{max}) \ \text{și} \ \ \mu = \mu_0.$$

Zona de insensibilitate a servomecanismului, la mersul în gol, se poate obține punînd în (11) condițiile: $v = 0$, $x_0 + x = x_{ins}$ și $\left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{F=0} \approx \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{\substack{F=0\\ v=0}}$.

Ecuațiile (11) și (12) pot fi simplificate prin neglijarea pierderilor volumice și hidraulice (de presiune) din servomecanism, în care caz se pun condițiile: $g_c = \infty$, $r = 0$, $\Delta p_{mec} = 0$, $p_r = 0$.

Se notează parametrii adimensionali astfel: $\pi_Q = \frac{Q_m}{Q_0} = \frac{Av}{Q_0}$ (indicatorul vitezei); $\pi_F = \frac{F}{A\,p_0}$ (indicatorul sarcinii); $\pi_{pr} = \frac{p_r}{p_0}$; $\pi_{pc} = \frac{\Delta p_c}{p_0} = \frac{Q_0^2}{p_0\,g_c^2}$; $\pi_{pfr} = \frac{\Delta p_{mec}}{p_0}$; $\pi_{x0} = \frac{x_0}{x_{max}}$; $\pi_{x\,scăp} = \frac{r\,p_m}{A x_{max} \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}x}\right|_{\substack{F=0\\ v=0}}}$; $\pi_{x\,ins} = \frac{x_{ins}}{x_{max}}$.

Se obțin expresii originale pentru:

— caracteristica de viteză a servomecanismului

$$\boxed{\pi_Q = \frac{\frac{\mu}{\mu_0}(\pi_x + \pi_{x0})\sqrt{1 - \alpha\pi_x - \pi_{pc}\,\pi_x^2 - \pi_{pfr} - \pi_{pr}} - \pi_{x0}\sqrt{1 - \pi_{pfr} - \pi_{vr}}}{\eta_{va}\sqrt{(1-\alpha) - \pi_{pc} - \pi_{pr}}} - \frac{1 - \eta_{va}}{\eta_{va}},} \quad (11')$$

în care $0 \leqslant \pi_x \leqslant 1$ este variabila independentă (adimensională);

— caracteristica mecanică a servomecanismului:

$$\pi_Q = \frac{\frac{\mu}{\mu_0}\pi_x}{\eta_{va}\sqrt{(1-\alpha) - (\pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}}\cdot$$

$$\cdot\sqrt{\frac{1 - (\pi_F + \pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}{1 + \frac{(\mu/\mu_0)^2\,\pi_{pc}\,\pi_x^2}{(1-\alpha) - (\pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_{pfr})}}} -$$

$$- \frac{\frac{1 - \eta_{va}}{\eta_{va}}\,\pi_F}{\pi_{pfr} + \pi_{pc} + \pi_{pr} + \pi_F} \quad (12')$$

în care $0 \leqslant \pi_F \leqslant 1$ este variabila (adimensională) independentă, iar $0 \leqslant \pi_x \leqslant 1$ — parametrul (adimensional) de comandă a sertărașului;

— zona de insensibilitate a servomecanismului (la mers în gol):

$$\pi_{x\,ins} = \pi_{x0} + \pi_{x\,scăp} = \pi_{x0} + (1 - \eta_{va}). \quad (13)$$

Caracteristica mecanică a servomecanismului (12′) este reprezentată în figura 2 pentru $\pi_{x0} = 0{,}7$, $\pi_{pc} = 0{,}1$, $\pi_{pfr} = 0{,}1$, $\pi_{pr} = 0{,}05$, $\alpha = 0{,}2$, $\eta_{va} = 0{,}95$, iar caracteristica de viteză (11′) în figura4 (curba cu linie întreruptă).

Relația (12′) și reprezentarea grafică din figura 2 arată că coeficientul de rigiditate $\mathrm{d}\pi_F/\mathrm{d}\pi_a$ al caracteristicii mecanice variază cu sarcina π_F și deplasarea sertărașului π_x. Pentru valori mici ale lui π_F și π_x, rigiditatea servomecanismului este mare. Cu creșterea lui π_F și π_x

rigiditatea servomecanismului scade repede, provocînd o scădere simţitoare a vitezei de execuţie a servomotorului sub sarcină (efectul de drosel al sertăraşului distribuitor).

Caracteristica mecanică dă o imagine asupra vitezelor dezvoltate, forţei utile şi puterii servomecanismului. La proiectarea unui servomecanism se impune utilizarea unei forţe de calcul de 3/2 ori mai mare decît forţa de lucru utilă şi a unei viteze maxime (de mers în gol) de circa $\sqrt{6} \cdot v_{min}$ pentru a regăsi pe caracteristica mecanică, la forţa utilă, o viteză de cel puţin v_{min}, la deschiderea completă a sertăraşului; la sertăraşele ideale, funcţionarea optimă — puterea transmisă către sarcină este maximă — este marcată prin condiţiile : $\pi_x = 1, \pi_p = \frac{2}{3}$, $\pi_Q = \frac{1}{\sqrt{6}}$ [1, 2, 3, 6].

Pentru îmbunătăţirea rigidităţii servomecanismului şi sporirea stabilităţii vitezei de execuţie la variaţia sarcinii, trebuie să se introducă în schema hidraulică stabilizatoare de viteză [7, 9], care menţin constantă căderea de presiune în sertăraş.

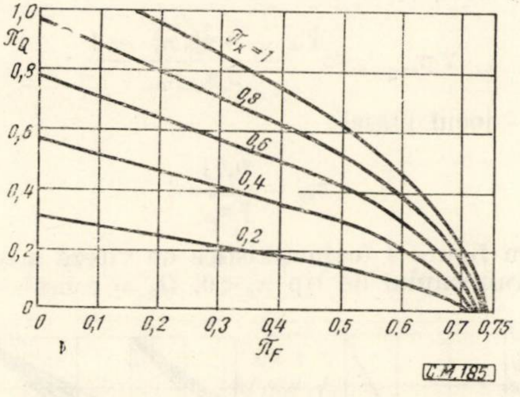


Fig. 2

Servomecanism hidraulic cu legătură de reacţie mecanică rigidă, cu distribuitor cu joc iniţial ($x_0 < 0$), *alimentat cu lichid de la o pompă cu debit constant* $Q_0 = const.$). Se consideră sistemele cu cilindru de acţionare din figura 3, care permit sincronizarea după viteză şi direcţia mişcării a elementului de comandă cu cel de urmărire.

În cazul deplasării sertăraşului cu distanţa x, după un interval de timp oarecare, a cărui valoare este determinată de către procesul tranzitoriu, pistonul de acţionare se deplasează din poziţia iniţială cu distanţa y. Eroarea sistemului $\varepsilon = \frac{x - y}{i}$ reprezintă diferenţa dintre poziţia sertăraşului şi cea a pistonului măsurate faţă de poziţiile iniţiale, ţinînd seamă de raportul de transmitere i al pîrghiei diferenţiale.

Totodată se consideră că viteza pistonului de acţionare şi debitul de lichid au astfel de valori încît există totdeauna un surplus de lichid care se scurge la rezervor prin supapa maximală şi, în consecinţă, presiunea la intrarea în sistem poate fi considerată constantă, $p_0 = p_{0max} = const.$

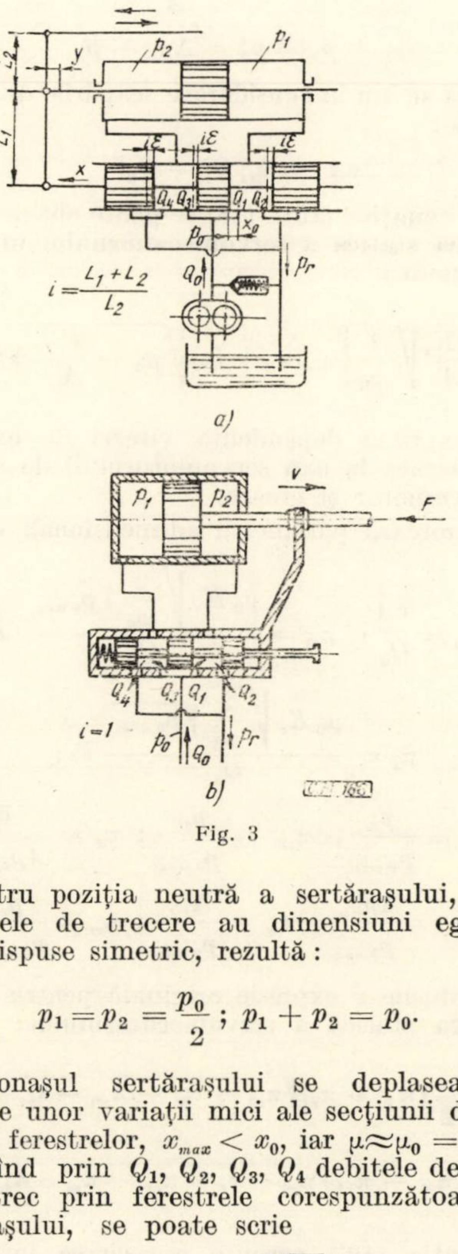


Fig. 3

Pentru poziţia neutră a sertăraşului, dacă ferestrele de trecere au dimensiuni egale şi sînt dispuse simetric, rezultă :

$$p_1 = p_2 = \frac{p_0}{2}; \; p_1 + p_2 = p_0. \tag{14}$$

Pistonaşul sertăraşului se deplasează în limitele unor variaţii mici ale secţiunii de trecere a ferestrelor, $x_{max} < x_0$, iar $\mu \approx \mu_0 = const.$

Notînd prin Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 debitele de lichid care trec prin ferestrele corespunzătoare ale sertăraşului, se poate scrie

$$Q_1 = \mu_0 K_s (x_0 + i\varepsilon) \sqrt{\frac{2}{\rho_0}} \sqrt{p_0 - p_1};$$

$$Q_2 = \mu_0 K_s (x_0 - i\varepsilon) \sqrt{\frac{2}{\rho_0}} \sqrt{p_1 - p_r - \Delta p_c};$$

$$Q_3 = \mu_0 K_s (x_0 - i\varepsilon) \sqrt{\frac{2}{\rho_0}} \sqrt{p_0 - p_2};$$

$$Q_4 = \mu_0 K_s (x_0 + i\varepsilon) \sqrt{\frac{2}{\rho_0}} \sqrt{p_2 - \Delta p_c - p_r}. \tag{15}$$

Dacă se neglijează pierderile de lichid prin scăpări, se obţine relaţia:

$$Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3 = vA, \qquad (16)$$

iar între presiuni se stabilesc relaţiile:

$$p_m = p_1 - p_2 = \frac{F}{A} + \Delta p_{mec}, \qquad (17)$$

$$p_1 + p_2 = p_0 + \Delta p_c + p_r.$$

Dacă se iau în considerare scăpările de lichid, rezultă:

$$vA = \eta_{vx} Q_1 - Q_2. \qquad (18)$$

Din ecuaţiile (15)—(18) se poate obţine caracteristica statică a servomecanismului în regim permanent:

$$v = \frac{\mu_0 K_s}{A}\sqrt{\frac{1}{\rho_0}}\left[\eta_{va}(x_0 + i\varepsilon)\sqrt{p_0 - \frac{F}{A} - \Delta p_{mec} - \Delta p_c - p_r} - (x_0 - i\varepsilon)\sqrt{p_0 + \frac{F}{A} + \Delta p_{mec} - \Delta p_c - p_r}\right] \qquad (19)$$

care exprimă dependenţa vitezei de execuţie (considerată la axa servomotorului) de sarcina la servomotor şi eroare.

Se notează parametrii adimensionali cu:

$$\pi_Q = \frac{vA}{Q_0}; \quad \pi_{x0} = \frac{\mu_0 K_s \sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\sqrt{p_{0\,max}}}{Q_0}\, x_0;$$

$$\pi_x = \frac{\mu_0 K_s \sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\sqrt{p_{0\,max}}}{Q_0}\, i\varepsilon;$$

$$\pi_{p0} = \frac{p_0}{p_{0\,max}}; \quad \pi_{p0i} = \frac{p_{0i}}{p_{0\,max}}; \quad \pi_F = \frac{F}{A p_{0\,max}};$$

$$\pi_{pfr} = \frac{\Delta p_{mec}}{p_{0\,max}}; \quad \pi_{pc} = \frac{\Delta p_c}{p_{0\,max}}; \quad \pi_{pr} = \frac{p_r}{p_{0\,max}}.$$

Se obţine o expresie originală pentru caracteristica statică a servomecanismului:

$$\pi_Q = \frac{\eta_{va}}{\sqrt{2}}(\pi_{x0} + \pi_x)\sqrt{\pi_{p0} - \pi_F - \pi_{pfr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}} -$$

$$- \frac{1}{\sqrt{2}}(\pi_{x0} - \pi_x)\sqrt{\pi_{p0} + \pi_F + \pi_{pfr} - \pi_{pc} - \pi_{pr}}. \qquad (19')$$

Ecuaţia (19') permite aprecierea influenţei principalilor parametri constructivi ai servomecanismului asupra preciziei sale şi asupra mărimii zonei de insensibilitate.

Dacă se neglijează pierderile volumice şi de presiune din servomecanism ($\eta_{va} = 1$, $\pi_{pfr} = 0$, $\pi_{pr} = \pi_{pc} = 0$) şi se consideră cazul în care alimentarea cu lichid se face cu presiunea $p_0 \neq$ const, supapa maximală deschizîndu-se numai în cazul extrem $p_0 = p_{0max}$, se obţin expresii adimensionale pentru:

— presiunea de alimentare:

$$\pi_{p0} = \pi_F + 0{,}5\left(\frac{1 + \pi_Q}{\pi_{x0} + \pi_x}\right)^2; \qquad (20)$$

— caracteristica de viteză:

$$\pi_Q = \frac{\pi_{x0}^2 + \pi_x^2 - (\pi_{x0}^2 - \pi_x^2)\sqrt{1 + 4\pi_{x0}\pi_x\pi_F}}{2\pi_{x0}\pi_x}; \qquad (21)$$

— factorul de amplificare a vitezei:

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} = \frac{\sqrt{1 + 4\pi_{x0}\pi_x\pi_F}}{\pi_{x0}} +$$

$$+ \frac{(\pi_{x0}^2 - \pi_x^2)(1 + 2\pi_{x0}\pi_x\pi_F) - \sqrt{1 + 4\pi_{x0}\pi_x\pi_F}}{2\pi_{x0}\pi_x^2\sqrt{1 + 4\pi_{x0}\pi_x\pi_F}}; \qquad (22)$$

— zona de insensibilitate:

$$2\pi_{x\pi_Q=0} \approx \frac{\sqrt{1 + 8\pi_{x0}^4\pi_F^2} - 1}{2\pi_{x0}\pi_F}; \qquad (23)$$

— jocul iniţial:

$$\pi_{x0} = \frac{0{,}71}{\sqrt{\pi_{p0i}}}. \qquad (24)$$

În figura 4 (caracteristica de viteză a servomecanismului de tip $x_0 < 0$, $Q_0 =$ const — linii pline şi a servomecanismului de tip $x_0 > 0$, $Q_0 =$ const — linie întreruptă; $\pi_{x0} = 0{,}3$: 1 — $\pi_F = 0$, 2 — $\pi_F = 0{,}6$; $\pi_{x0} = 0{,}7$: 3 — $\pi_F = 0$, 4 — $\pi_F = 0{,}2$, 5 — $\pi_F = 0{,}4$, 6 — $\pi_F = 0{,}6$; $\pi_{x0} = 1$: 7 — $\pi_F = 0$, 8 — $\pi_F = 0{,}2$, 9 — $\pi_F = 0{,}4$ 10 — $\pi_F = 0{,}6$; curba *11*: $\pi_{x0} = 0{,}7$, $\pi_{pc} = 0{,}1$, $\pi_{pfr} = 0{,}1$, $\pi_{pr} = 0{,}05$, $\alpha = 0{,}2$, $\eta_{va} = 0{,}95$) este reprezentată caracteristica de viteză a servomecanismului (21) pentru $\pi_{x0} = 0{,}3$; 0,7; 1 şi $\pi_F = 0$; 0,2; 0,4; 0,6.

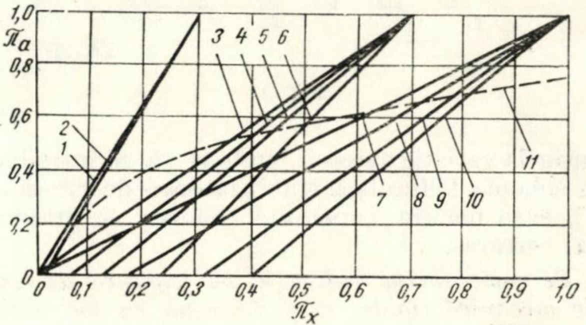


Fig. 4

Ecuaţia (19) se transformă introducînd factorul de amplificare a vitezei $k_v = \frac{2\mu_0 K_{si}}{A}\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}$

care caracterizează precizia sistemului în regim permanent, la sarcină şi frecări nule, în ipoteza simplificatoare ($\eta_{va} = 1$, $\Delta p_{mec} = 0$, $\Delta p_c = 0$, $p_r = 0$):

$$v = \frac{k_v(x_0 + i\varepsilon)}{2\,i\varepsilon}\sqrt{1 - \pi_F} - \frac{k_v(x_0 - i\varepsilon)}{2\,i\varepsilon}\sqrt{1 + \pi_F}. \tag{19''}$$

Domeniul de existenţă al funcţiei (19'') este determinat de condiţia $\varepsilon < \frac{x_0}{i}$ deoarece pentru $\varepsilon \geqslant \frac{x_0}{i}$ două din ferestrele sertăraşului vor fi închise şi deci sistemul nu va mai avea acoperiri negative. În acest caz, termenul al doilea al ecuaţiei îşi pierde sensul fizic şi expresia vitezei devine:

$$v = \frac{k_v}{2}\left(\frac{x_0}{i} + \varepsilon\right)\sqrt{1 - \pi_F}. \tag{19'''}$$

Analiza ecuaţiei (19''') pentru un sistem cu parametrii constructivi reali arată că pentru valori ale sarcinii relative π_F cuprinse între $-0{,}5$ şi $+0{,}5$, neliniaritatea acestei funcţii fiind extrem de mică, poate fi neglijată, ceea ce permite liniarizarea ecuaţiei prin dezvoltarea ei în serie de puteri [8]. Deoarece servomecanismele hidraulice se execută cu o supradimensionare a forţei motoare a cilindrului, condiţia de mai sus este respectată în majoritatea cazurilor.

Expresia liniarizată a vitezei servomecanismului în regim permanent este:

$$v = k_v \cdot \varepsilon - \frac{k_v \cdot x_0}{2\,i}\pi_F. \tag{19''''}$$

Examinarea erorii introduse prin liniarizare arată că pentru $-0{,}5 \leqslant \pi_F \leqslant +0{,}5$, eroarea relativă maximă nu depăşeşte 5%, iar pentru valori $-0{,}6 \leqslant \pi_F \leqslant +0{,}6$ eroarea nu depăşeşte 10%.

Servomecanism hidraulic cu legătură de reacţie mecanică rigidă, cu distribuitor cu acoperire nulă ($x_0 = 0$), *alimentat cu lichid la* $Q_0 = const$ *şi* $p_0 = p_{0\,max} = const.$ Sistemul cu acoperire nulă nu diferă principial de sistemul cu acoperire negativă, deoarece în sertăraşul cu acoperire nulă există scăpări, prin jocul provocat de rotunjirea muchiilor, precum şi prin jocul radial.

Ceea ce deosebeşte aceste sisteme este numai faptul că regimul de scurgere a lichidului prin ferestrele de trecere deschise este apropiat de un regim turbulent, iar regimul de scurgere prin jocul radial din porţiunile suprapuse ale sertăraşului (în cazul ferestrelor de trecere închise) este apropiat de un regim laminar. În acelaşi timp însă, la sistemele cu acoperiri negative, caracterul scurgerii lichidului prin ferestrele de trecere (jocurile iniţiale), în cazul cînd gulerele sertăraşului sînt dispuse simetric faţă de degajările din bucşa sa, este practic neschimbat şi caracteristica statică poate fi descrisă printr-o singură ecuaţie (19''), care este valabilă pentru orice valoare a erorii ε.

Considerînd că relaţia dintre scăpările din jocul radial şi valoarea acoperirii este liniară, caracteristica statică a sistemului cu acoperire nulă poate fi reprezentată prin ecuaţia:

$$v = \frac{\mu\,K\,i\,\varepsilon}{A}\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}(1 \pm \pi_F)} + \frac{k_3\,p_0\,i\,\varepsilon}{2\,A}(1 \pm \pi_F) - \frac{k_4\,F}{A^2}, \tag{25}$$

în care $k_3 = 150\ldots200$ cm^4/s · kgf caracterizează scăpările prin jocul radial din porţiunile suprapuse ale sertăraşului, iar $k_4 = 0{,}15\ldots0{,}2$ cm^5/s · kgf caracterizează scăpările prin jocurile iniţiale ale sertăraşului, pentru poziţia neutră a pistonaşului [6, 8].

În cazul în care se schimbă semnul erorii, se schimbă corespunzător şi semnele parametrilor respectivi.

Expresia factorului de amplificare a vitezei pentru acest caz este:

$$k_v = \left.\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}\varepsilon}\right|_{F=0} = \frac{\mu\,K_s\,i}{A}\sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}} + \frac{k_3 p_0\,i}{2\,A}. \tag{26}$$

Notînd parametrii adimensionali cu:

$$K_3 = \frac{k_3\sqrt{p_{0\,max}}}{2\mu_0\sqrt{\frac{2}{\rho_0}}\,K_s} \quad \text{şi} \quad K_4 = \frac{k_4 p_{0\,max}}{Q_0}.$$

se obţin expresii adimensionale originale pentru:

— caracteristica statică a servomecanismului:

$$\pi_Q = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{1 \pm \pi_F} \cdot \pi_x + K_3(1 \pm \pi_F)\,\pi_x - K_4\,\pi_F; \tag{25'}$$

— factorul de amplificare a vitezei:

$$\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{1 \pm \pi_F} + K_3(1 \pm \pi_F); \tag{27}$$

— factorul de amplificare a vitezei la mers în gol:

$$\left.\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x}\right|_{F=0} = \frac{1}{\sqrt{2}} + K_3 = \text{const.} \tag{27'}$$

O expresie aproximativă (se neglijează pierderile hidraulice, frecarea şi zona de insensibilitate) a dependenţei, într-un regim de lucru permanent, a semnalului de comandă de viteza şi sarcina la servomotor este:

$$\pi_x = \frac{\pi_Q + (1 - \eta_{va})\,\pi_F}{\sqrt{\frac{1}{2}(1 - \pi_F)}}, \tag{28}$$

care permite să se aprecieze mărimea erorii şi deci precizia de urmărire, la diferite viteze şi sarcini. În afară de aceasta, ea dă o imagine asupra sensibilităţii servomecanismului sub sarcină în momentul începerii mişcării, care se apreciază prin panta în origine a caracteristicii

$$\left.\frac{\partial \pi_x}{\partial \pi_F}\right|_{\substack{\pi_x=0\\ \pi_F=0}}.$$

În figura 5 s-a reprezentat caracteristica statică a servomecanismului (28), cu $\eta_{va} = 0{,}95$ ($x_0 = 0$, $Q_0 = \text{const}$, $p_0 = \text{const}$).

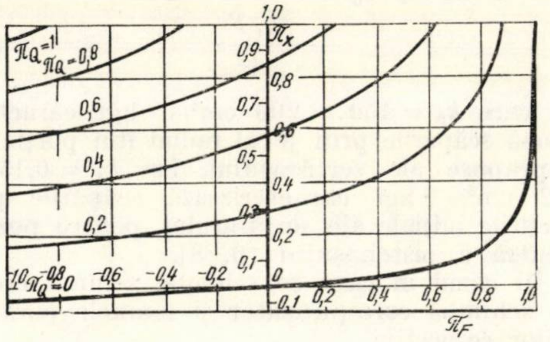


Fig. 5

Caracteristica (28) arată că eroarea ε se poate micşora pe seama creşterii factorului de calitate al sistemului, ceea ce practic înseamnă creşterea raportului de transmitere al legăturii de reacţie *i*.

Caracteristicile statice ale servomecanismelor hidraulice (11'), (12'), (19'), (21), (25'), (28) permit proiectarea, alegerea şi aprecierea lor, în primă aproximaţie. Calculul trebuie precizat, ţinînd seamă de valorile parametrilor caracteristici în diferite condiţii concrete: pe baza condiţiilor de exploatare şi a celor tehnice impuse sistemului este posibil să se determine valorile maxime ale acceleraţiilor şi sarcinilor.

Legile de variaţie sînt mai complicate şi depind de procese care nu sînt legate direct de mişcarea pistonului servomotorului şi organului de reglare, ci sînt funcţie de timp şi de coordonata pistonului. Semnalul de intrare variază de multe ori brusc, iar forţele de inerţie şi frecare pot atinge valori mari. Luarea în considerare a acestor forţe este dificilă, datorită faptului că, spre deosebire de regimul static, la care servomotorul de execuţie poate fi considerat izolat de întregul sistem de urmărire, în regim dinamic este necesar să se considere întregul sistem în ansamblu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Taminin, H. C.* Osnovî slediaşcego ghidravliceskogo privoda. Moscova, Oboronghiz, 1962.

[2] *Hohlov, V. A.* Ghidravliceskie usiliteli moşnosti. Izd. Academii Nauk S.S.S.R., Moscova, 1961.

[3] * * * Fluid Power Control. M.I.T. New York-London, 1960.

[4] *Himmler, C. R.* La commande hydraulique, Paris, Dunod, 1960.

[5] *Guillon, M.* Étude et détermination des systèmes hydrauliques. Paris, Dunod, 1961.

[6] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor. Traducere din limba rusă. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[7] *Ermakov, V. V.* Osnovî rasciota ghidroprivoda. Moscova, Maşghiz, 1951.

[8] *Korobocikin, B. L.* Ghidravliceskie slediaşcie sistemî kopirovalnîh stankov i osnovî ih proektirovaniia. Avtomatizaţiia v maşinostroenii. Moscova, Maşghiz, 1957.

[9] *Oprean, A., Marin, V., Moraru, V.* Sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte şi preselor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[10] *Ciocîrdia, C., Scripnic, V., Babiciu, P.* Acţionarea hidrostatică a maşinilor agricole. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ. 621.992.2; 621.941.25.025.1

Influența tehnologiei de prelucrare asupra preciziei filetelor strunjite*

Asist. ing. Sergiu T. CHIRIACESCU – Institutul politehnic – Brașov

Asist. ing. Virgil ȘUTEU – Institutul politehnic – Brașov

Este cunoscută importanța pe care o au asamblările filetate în construcția de mașini, fiind necesar să se acorde o atenție cu totul specială prelucrării filetelor.

Literatura tehnică de specialitate [1], [2] etc. indică metode multiple de prelucrare a filetelor. Deoarece de cele mai multe ori aceste metode se abat de la generarea teoretică a filetelor, este necesar să se cunoască în mod corespunzător condițiile în care ele se pot aplica, limitele lor etc.

În cazul strunjirii filetelor, după cum se știe, la înclinări mari ale elicei este necesară o corectare a profilului sculei, astfel încît cuțitul folosit să nu mai aibă tăișuri rectilinii. Practica a arătat însă că execuția unui asemenea cuțit este deosebit de dificilă — din cauza diferenței relativ mici dintre tăișul corectat și cel rectiliniu — de multe ori neobținîndu-se efectul dorit — o anumită precizie a filetului. Cuțitul cu tăișuri rectilinii fiind ușor de executat, este desigur rațional ca să se renunțe la el numai în cazul extrem în care abaterile filetului ar fi prea mari.

Precizarea limitelor de prelucrare a filetelor cilindrice exterioare folosindu-se scule cu tăișuri rectilinii este obiectivul principal urmărit în această lucrare. Pentru aceasta este necesară o analiză a erorilor de prelucrare, precum și luarea în considerare a efectului acestei tehnologii asupra durabilității filetului. Raționamentele se fac pe cuțite prismatice, concluziile putînd fi aplicate în mod corespunzător și cuțitelor disc.

Profilul teoretic al filetului. Se știe că filetele sînt concepute ca luînd naștere prin deplasare după o elice cu pasul constant a unei figuri geometrice generatoare cuprinsă într-un plan axial. Acest mod de generare justifică precizarea profilului filetului într-o secțiune axială a piesei filetate. În această secțiune se indică forma și dimensiunile figurii geometrice generatoare (profilul filetului), precum și caracteristicile elicei: pasul și cilindrul pe care ea se înfășoară (fig. 1).

Din modul în care se generează teoretic filetul rezultă că flancurile lui constituie niște elicoizi arhimedici, axul filetat putînd fi considerat un melc arhimedic. Prelucrările filetelor prin diferite metode, folosind tehnologii specifice, au ca scop formarea unor flancuri care să se apropie cît mai mult de flancurile melcului arhimedic.

Din punct de vedere geometric o suprafață este definită printr-un sistem de două coordonate curbilinii (u, v), care, pentru $u = u_0 =$ const. și $v = v_0 =$ const. determină liniile de suprafață. Suprafața poate lua naștere prin deplasarea curbei v de-a lungul curbei u_0 și invers. Curba care descrie suprafața se numește curbă generatoare, iar curba pe care se sprijină generatoarea în mișcarea ei de formare a suprafeței se numește directoare (D). Dacă din punct de vedere geometric cuplul GD are un număr destul de mare de determinări, din punctul de vedere al generării pe mașinile-unelte această alegere este limitată fie de dificultățile de execuție a sculelor, fie de complexitatea mișcărilor relative dintre sculă și piesă, mișcări care ar duce la o mașină-unealtă cu o cinematică complicată.

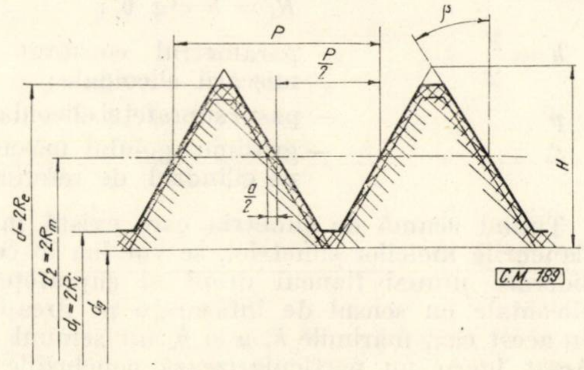


Fig. 1

În cazul filetelor, drept curbă generatoare este cel mai rațional să se aleagă flancul profilului, directoarea fiind o elice cilindrică cu pasul constant. La strunjire, curba generatoare poate fi materializată de tăișul sculei în întregime, sau pe elemente. Primul caz este propriu cuțitelor prismatice și disc, iar cazul al doilea cuțitelor-roată, la care generatoarea teoretică rezultă ca o înfășurătoare a pozițiilor succesive ale tăișurilor sculei. Curba directoare se obține destul de ușor prin conjugarea mișcării de rotație a piesei cu mișcarea axială a sculei.

Suprafețe elicoidale riglate. Fără a analiza modul de generare geometrică a diferitelor suprafețe elicoidale riglate, se redau numai ecuațiile parametrice generale ale unor asemenea suprafeţe care constituie flancurile unor melci cilindrici cu pasul constant [3]:

---

* Lucrarea a fost susținută la a VI-a Conferință internațională de mașini-unelte — Dresda, 7—10 februarie 1968.

$$\left.\begin{aligned} x &= x(\varphi, \mu) = R_{dr}\sin\varphi - (\mu\cos\theta_b\cos\varphi),\\ y &= y(\varphi, \mu) = h\varphi - (\mu\sin\theta_b) - \frac{s_a^g}{2} + \\ &\quad + \operatorname{tg}\theta_b\sqrt{R_0^2 - R_{dr}^2} - h\left(2\pi - \arccos\frac{R_{dr}}{R_0}\right),\\ z &= z(\varphi, \mu) = R_{dr}\cos\varphi + (\mu\cos\theta_b\sin\varphi). \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Suprafeţele elicoidale descrise de ecuaţiile (1) sînt raportate la sistemul triortogonal de axe *xyz*, la care axa *oy* este axa suprafeţei elicoidale, iar axa *oz* este perpendiculară pe elicea medie a golului. În aceste ecuaţii s-a notat:

$R_{dr} = h\operatorname{ctg}\theta_{dr}$ – raza cilindrului director pe care se înfăşoară elicea cu înclinarea θ_{dr};

θ_b – unghiul de înclinare al elicei înfăşurate pe cilindrul de bază cu raza $R_b = h\operatorname{ctg}\theta_b$;

$h = \frac{p}{2}$ – parametrul constant al mişcării elicoidale;

p – pasul suprafeţei elicoidale;

s_a^g – grosimea golului măsurat pe cilindrul de referinţă.

Ţinînd seamă de simetria care există între flancurile melcilor simetrici, se vor lua în considerare numai flancul drept al suprafeţelor elicoidale cu sensul de înfăşurare pe dreapta. În acest caz, mărimile h, μ şi θ_b au semnul +. Acest lucru nu particularizează concluziile la care se va ajunge, ele putînd fi aplicate în mod corespunzător şi filetelor cu profil nesimetric.

Strunjirea după schema teoretică de generare. Dacă drept curbă generatoare G se consideră dreapta Δ_1 care trece prin axa suprafeţei elicoidale şi este înclinată faţă de un plan normal la această axă cu unghiul profilului filetului β, atunci cuţitul va trebui să aibă suprafaţa de degajare cuprinsă în planul axial al suprafeţei elicoidale, tăişurile rectilinii materializînd dreapta Δ_1 (fig. 2).

Dacă din punct de vedere geometric schema de prelucrare din figura 2 este ideală, din punctul de vedere al procesului de formare şi îndepărtare a aşchiilor ea este nesatisfăcătoare. Într-adevăr, unghiurile de aşezare şi degajare funcţionale nu sînt favorabile în toate punctele tăişului.

Literatura de specialitate recomandă prelucrarea după schema teoretică (fig. 2), în cazul cînd unghiul de înclinare al elicei pe cilindrul de diametru d_2 nu este prea mare (de obicei $\theta_0 \leqslant 3°$). În vederea stabilirii domeniului de prelucrare după această schemă, în cele ce urmează se determină unghiurile funcţionale de aşezare şi degajare ale tăişurilor cuţitului.

Dacă în ecuaţiile (1) se consideră $R_{dr} = 0$, atunci se obţin ecuaţiile parametrice ale flancului drept al plinului melcului arhimedic cu înclinarea elicei pe dreapta:

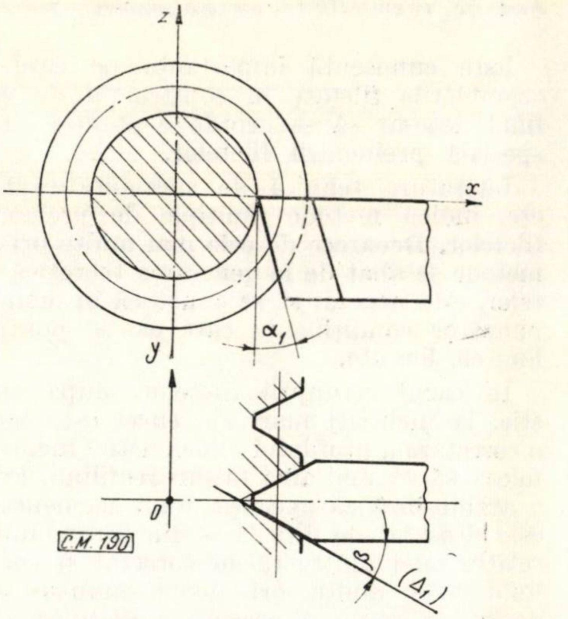


Fig. 2

$$\left.\begin{aligned} x &= -\mu\cos\theta_b\cos\varphi,\\ y &= h\varphi - \mu\sin\theta_b - \frac{s_a^g}{2} + R_0\operatorname{tg}\theta_b - h\frac{\pi}{2},\\ z &= \mu\cos\theta_b\sin\varphi. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Deoarece pentru filetul cu profilul axial dat în figura 1:

$$\theta_b = \beta, \quad s_a^g = \frac{p}{2}, \quad h = \frac{p}{2\pi}, \quad R_0 = \frac{d_2}{2},$$

ecuaţiile (2) se scriu:

$$\left.\begin{aligned} x &= -\mu\cos\beta\cos\varphi,\\ y &= \frac{p}{2\pi}\varphi - \mu\sin\beta - \frac{p}{2} + \frac{d_2}{2}\operatorname{tg}\beta,\\ z &= \mu\cos\beta\sin\varphi. \end{aligned}\right\} \quad (2')$$

Suprafaţa elicoidală a flancului filetului face ca unghiurile de aşezare şi de degajare funcţionale ale tăişului să difere de cele constructive. Aceasta se poate observa din secţiunea normală $N - N$ (fig. 3).

Se ştie că unghiul de aşezare funcţional (activ) într-un anumit punct al tăişului, este unghiul format de planul tangent suprafeţei care se prelucrează – plan care conţine direcţia vectorului viteză de aşchiere – şi planul dus prin punctul de pe tăiş tangent feţei de aşezare. El se măsoară într-un plan perpendicular pe tăiş. În acest caz, în conformitate cu figura 3, pentru flancul drept al plinului, unghiul de aşezare funcţional este :

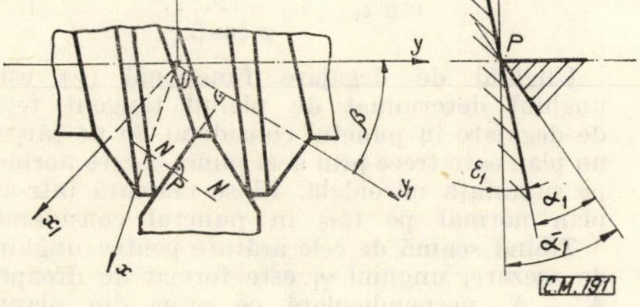


Fig. 3

$$\alpha_1 = \bar{\alpha}_1 - \varepsilon_1,$$

în care $\bar{\alpha}_1$ reprezintă unghiul constructiv, iar ε_1 reprezintă variaţia unghiului funcţional în raport cu cel constructiv. În mod analog pentru flancul stîng al plinului se poate scrie :

$$\alpha_2 = \bar{\alpha}_2 - \varepsilon_2 .$$

Pentru determinarea unghiurilor funcţionale trebuie deci precizate unghiurile ε_1 şi ε_2. În acest scop se scriu ecuaţiile flancului drept al plinului în raport cu sistemul de axe x_1, y_1, z_1, rotit faţă de xyz cu unghiul β, aşa cum se indică în figura 3. În raport cu noul sistem de axe ecuaţiile flancului drept se scriu:

$$x_1 = x \cos\beta - y \sin\beta,$$
$$y_1 = x \sin\beta + y \cos\beta,$$
$$z_1 = z,$$

care, ţinînd seamă de (2'), devin :

$$\left.\begin{aligned}
x_1 &= -\mu\cos^2\beta\cos\varphi - \frac{p}{2}\left(\frac{\varphi}{\pi} - 1\right)\sin\beta - \\
&\quad - \left(\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}\beta - \mu\sin\beta\right)\sin\beta, \\
y_1 &= -\mu\sin\beta\cos\beta\cos\varphi + \\
&\quad + \frac{p}{2}\left(\frac{\varphi}{\pi} - 1\right)\cos\beta - \left(\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}\beta - \right. \\
&\quad \left. - \mu\sin\beta\right)\cos\beta, \\
z_1 &= \mu\cos\beta\sin\varphi.
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Ecuaţia planului tangent la suprafaţa elicoidală într-un punct oarecare (x_1', y_1', z_1') este :

$$\begin{aligned}
&(x_1 - x_1')(y_{1\varphi}\, z_{1\mu} - z_{1\varphi}\, y_{1\mu}) + (y_1 - \\
&- y_1')(z_{1\varphi}\, x_{1\mu} - x_{1\varphi}\, z_{1\mu}) + \qquad (4) \\
&(z_1 - z_1')(x_{1\varphi}\, y_{1\mu} - y_{1\varphi}\, x_{1\mu}) = 0,
\end{aligned}$$

în care :

$$\left.\begin{aligned}
x_{1\mu} &= \frac{\partial x_1}{\partial \mu} = -\cos^2\beta\cos^2\varphi + \sin^2\beta, \\
y_{1\mu} &= \frac{\partial y_1}{\partial \mu} = -\sin\beta\cos\beta\cos\varphi + \\
&\quad + \sin\beta\cos\beta, \\
z_{1\mu} &= \frac{\partial z_1}{\partial \mu} = \cos\beta\sin\varphi, \\
x_{1\varphi} &= \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = \mu\cos^2\beta\sin\varphi - \frac{p}{2\pi}\sin\beta, \\
y_{1\varphi} &= \frac{\partial y_1}{\partial \varphi} = \mu\sin\beta\cos\beta\sin\varphi + \\
&\quad + \frac{p}{2\pi}\cos\beta, \\
z_{1\varphi} &= \frac{\partial z_1}{\partial \varphi} = \mu\cos\beta\cos\varphi.
\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Intersecţia planului (4) cu planul $x_1 = 0$ dă :

$$\begin{aligned}
&(y_1 - y_1')(z_{1\varphi}\, x_{1\mu} - x_{1\varphi}\, z_{1\mu}) + (z_1 - z_1')(x_{1\varphi}\, y_{1\mu} - \\
&- y_{1\varphi}\, x_{1\mu}) - x_1'(y_{1\varphi}\, z_{1\mu} - z_{1\varphi}\, y_{1\mu}) = 0. \quad (6)
\end{aligned}$$

Unghiul ε_1 este unghiul format de dreapta (6) şi urma planului dus prin tăiş perpendicular pe planul de bază al sculei. Deoarece urma acestui plan este paralelă cu axa oz_1, unghiul ε_1 este cel redat în figura 4.

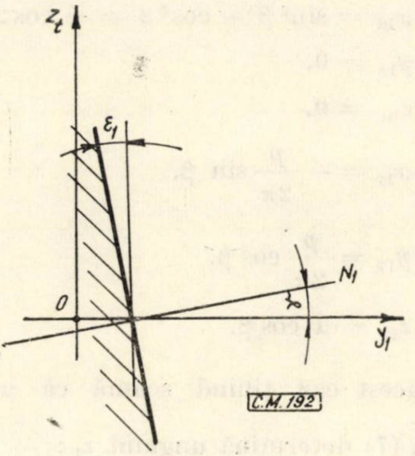


Fig. 4

După cum se observă din figura 4, panta dreptei (6) este:

$$m = \mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varepsilon_1\right) = -\,\mathrm{ctg}\,\varepsilon_1,$$

care, ținînd seamă de ecuația (6), se scrie:

$$\mathrm{ctg}\,\varepsilon_1 = \frac{z_{1\varphi}\,x_{1\mu} - x_{1\varphi}\,z_{1\mu}}{x_{1\varphi}\,y_{1\mu} - y_{1\varphi}\,x_{1\mu}}. \qquad (7)$$

Dacă se impune unghiului α_1 valoarea minimă la care se consideră că așchierea decurge încă în bune condiții, atunci, ținînd seamă de valoarea maximă a unghiului ε_1, se poate determina unghiul de așezare constructiv limită. De obicei se consideră $\alpha_{1\,min} = 2°$, astfel că:

$$\overline{\alpha}_{1\,min} = \alpha_{1\,min} + \varepsilon_{1\,max}.$$

Pentru determinarea lui $\varepsilon_{1\,max}$ trebuie să se determine minimul funcției (7). În acest scop se va căuta să se precizeze mai întîi valorile parametrilor φ și μ.

Punctele pentru care se determină planul tangent la suprafața elicoidală se găsesc în planul axial determinat de $z_1 = 0$. Ținînd seamă de aceasta, ultima ecuație din (2′) dă:

$$\mu\cos\beta\sin\varphi = 0,$$

de unde:

$$\varphi = 0.$$

Prima și a treia ecuație din (2′) dau:

$$\sqrt{x^2 + z^2} = R = \mu\cos\beta,$$

de unde:

$$\mu = \frac{R}{\cos\beta}.$$

Pentru $\varphi = 0$ relațiile (5) devin:

$$x_{1\mu} = \sin^2\beta - \cos^2\beta = -\cos 2\beta,$$

$$y_{1\mu} = 0,$$

$$z_{1\mu} = 0,$$

$$x_{1\varphi} = -\frac{p}{2\pi}\sin\beta,$$

$$y_{1\varphi} = \frac{p}{2\pi}\cos\beta,$$

$$z_{1\varphi} = \mu\cos\beta.$$

În acest caz, ținînd seamă că $\mu = \dfrac{R}{\cos\beta}$, relația (7) determină unghiul ε_1:

$$\mathrm{ctg}\,\varepsilon_1 = \frac{-\dfrac{R}{\cos\beta}\cos\beta\cos 2\beta}{-\dfrac{p}{2\pi}\cos\beta\cos 2\beta} = \frac{2\pi R}{p\cos\beta}. \qquad (8')$$

Așa cum rezultă din (8′) unghiul ε_1 este maxim pentru (fig. 1):

$$R = R_i = \frac{d_1}{2}.$$

Deci:

$$\mathrm{ctg}\,\varepsilon_{1\,max} = \frac{\pi d_1}{p\cos\beta}. \qquad (8'')$$

Unghiul de degajare funcțional (γ) este unghiul determinat de planul tangent feței de degajare în punctul considerat de pe tăiș și un plan care trece prin acel punct și este normal pe suprafața elicoidală. El se măsoară într-un plan normal pe tăiș în punctul considerat.

Ținînd seamă de cele arătate pentru unghiul de așezare, unghiul γ_1 este format de dreapta $N_1 - N_1$ perpendiculară pe urma din planul $z_1 o y_1$ a planului tangent la flanc în punctul considerat și axa oy_1 (urma planului tangent feței de degajare).

Din figura 4 se deduce.

$$\gamma_1 = \varepsilon_1.$$

Unghiul de degajare are semne diferite pentru cele două tăișuri laterale ale cuțitului. El este pozitiv pentru flancul drept al plinului și negativ pentru cel stîng. Ca urmare, procesul de așchiere decurge nesatisfăcător.

Unghiul de așezare și cel de degajare pentru tăișul de vîrf al sculei sînt egale cu cele constructive, așa cum se poate constata din figura 2.

În scopul exemplificării calculelor făcute s-au analizat unghiurile funcționale de așchiere care apar la strunjirea diferitelor filete cilindrice exterioare STAS (ISO). Rezultatele au fost concretizate în tabela 1, unghiul $\overline{\alpha}_{1\,min}$ fiind calculat în baza relației (8) pentru $\alpha_{1\,min} = 2°$.

După cum se poate observa din tabela 1, afirmația din literatura de specialitate potrivit căreia în cazul filetelor de mișcare (în special) asigurarea unui unghi de așezare funcțional favorabil ar conduce la o slăbire a tăișurilor nu este justificată. Chiar și în cazul unui unghi de înclinare mare al elicei de pe diametrul mediu, unghiul de așezare constructiv limită nu depășește 15°, valoarea obișnuită în cazul cuțitelor normale de strung. Ceea ce limitează prelucrarea filetelor după schema teoretică de generare la unghiuri $\theta_0 \leqslant 3°$ nu este, deci, unghiul de așezare.

Așa cum s-a arătat, datorită semnelor diferite ale unghiurilor de degajare pe cele două tăișuri laterale procesul de așchiere decurge nesatisfăcător. Pentru determinarea limitei la care acest fenomen nu mai permite strunjirea după schema din figura 2, trebuie ca, în funcție de materialul de prelucrat și materialul sculei, să se analizeze condițiile de formare și înde-

Tabela 1

Filetul	β	p	d_2	d_1	θ_0	$\varepsilon_1 max$	$\alpha_1 min$
		mm	mm	mm			
M 8 – STAS 510–61	30°	1,25	7,188	6,647	3°10′	3°34′	5°54′
M 10		1,5	9,026	8,376	3°	2°50′	4°50′
M 12		1,75	10,263	10,106	2°56′	2°43′	4°43′
M 14		2	12,701	11,835	2°50′	2°41	4°41′
M 18		2,5	16,376	15,294	2°47′	2°38′	4°38′
M 24		3	22,051	20,752	2°30′	2°15′	4°15′
M 30		3,5	27,727	26,211	2°20′	2°5′	4°5′
M 36		4	33,402	31,670	2°13′	2°	4°
M 42		4,5	39,077	37,129	2°8′	1°55′	3°55′
M 48		5	44,752	42,587	2°2′	1°53′	3°53′
M 56		5,5	52,428	50,046	1°55′	1°43′	3°43′
M 64		6	60,103	57,505	0°47′	1°40′	3°40′
1 1/4″–STAS 611–49	27°30′	3,629	29,426	27,102	2°18′	2°6′	4°6′
1 5/8″		5,080	38,022	34,769	2°27′	2°18′	4°18′
1 7/8″		5,644	44,011	40,397	2°20′	2°3′	4°3′
2 1/4″		6,350	53,084	49,018	2°9′	2°2′	4°2′
2 3/4″		7,251	65,208	60,556	2°	1°33′	3°53′
3 3/4″		8,467	89,828	84,406	1°41′	1°31′	3°37′
Tr 10 × 2–STAS 2113–63	15°	2	9	7,5	4°	4°40′	6°40′
Tr 28 × 2		2	27	25,5	1°20′	1°25′	6°25′
Tr 10 × 3		3	8,5	6,5	6°62′	8°10′	10°10′
Tr 60 × 3		3	58,5	56,5	0°56′	0,58′	2°58′
Tr 16 × 4		4	14	11,5	5°13′	6°8′	8°8′
Tr 80 × 4		4	78	75,5	0°56′	0°58′	2°58′
Tr 22 × 5		5	19,5	16	4°40′	5°30′	7°30′
Tr 110 × 5		5	107,5	104	0°50′	0°50′	2°50′
Tr 30 × 6		6	27	23	4°	4°35′	6°35′
Tr 150 × 6		6	147	143	0°45′	0°43′	2°43′
Tr 22 × 8		8	18	13	8°3′	10°50′	12°50′
Tr 190 × 8		8	186	181	0°48′	0°45′	2°45′
Tr 30 × 10		10	25	19	7°17′	9°15′	11°15′
Tr 220 × 10		10	215	209	0°50′	0°50′	2°50′
Tr 44 × 12		12	38	31	5°40′	6°45′	8°45′
Tr 400 × 12		12	394	387	0°35′	0°33′	2°33′
Pt 10 × 3–STAS 3126–52	0°	3	8,5	7	6°27′	7°45′	9°45′
Pt 16 × 4		4	14	12	5°13′	6°3′	8°3′
Pt 22 × 5		5	19,5	17	4°40′	5°20′	7°20′
Pt 30 × 6		6	27	24	4°	4°33′	6°33′
Pt 44 × 8		8	40	36	2°34′	3°5′	5°5′
Pt 62 × 10		10	57	52	3°10′	3°30′	5°30′

părtare de aşchii şi calitatea suprafeţei prelucrate.

În cursul strunjirii, elementele geometrice ale filetului (fig. 1) primesc diferite abateri. Ele se datoresc erorilor care apar la prelucrare, erori care pot avea un caracter întîmplător sau sistematic. Dacă erorile întîmplătoare nu pot fi depistate decît după executarea unui număr relativ mare de piese în aceleaşi condiţii de prelucrare, erorile sistematice au avantajul că pot fi evaluate cantitativ pe cale analitică putînd fi deci reduse sub o anumită valoare admisibilă.

Abaterile sistematice ale elementelor filetului se pot datora : preciziei cu care s-a calculat şi realizat profilul sculei, preciziei cu care s-a realizat reglarea sculei sau preciziei lanţului cinematic de filetare al maşinii-unelte folosite. Nu s-au luat în considerare erorile datorite deformaţiei sistemului tehnologic elastic maşină-unealtă — piesă — sculă şi cele datorite temperaturii care apare la aşchiere, deoarece s-a considerat că studiul erorilor are importanţă în special pentru prelucrările de finisare (la care se execută o răcire raţională a sculei).

În continuare se analizează, din punct de vedere cantitativ, erorile sistematice care apar la strunjirea filetului după schema din figura 2. În acest fel, pentru o anumită sculă, va exista posibilitatea evaluării abaterilor produse filetului sau, în funcţie de precizia necesară filetului şi ţinînd seamă de precizia maşinii-unelte şi a reglării, va exista posibilitatea tolerării elementelor constructive ale cuţitului.

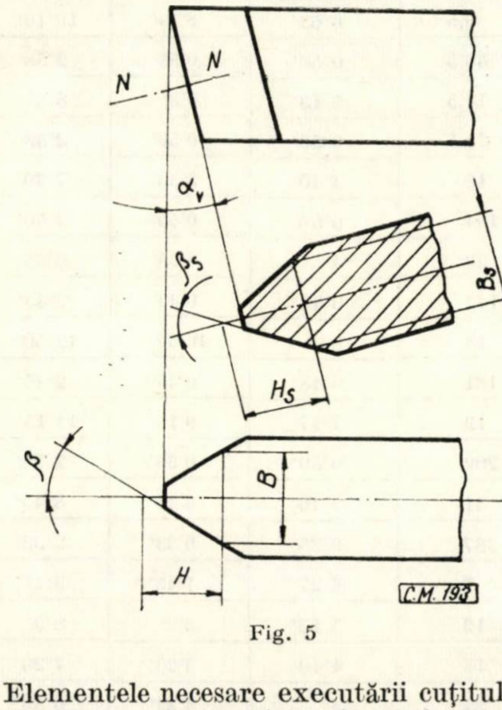


Fig. 5

Elementele necesare executării cuţitului folosit la filetare sînt precizate în secţiunea $N - N$ normală pe faţa de aşezare a tăişului de vîrf (fig. 5). În această secţiune se identifică profilul sculei de ordinul doi (scula folosită pentru prelucrarea cuţitului) şi tot în această secţiune se măsoară profilul cuţitului.

Folosind figura 5 se pot deduce cu uşurinţă elementele necesare proiectării sculei :

— înălţimea profilului generator materializat în secţiunea $N - N$:

$$H_s = H \cos \alpha_v ; \tag{9}$$

— baza profilului generator :

$$B_s = 2H \operatorname{tg} \beta ; \tag{10}$$

— unghiul profilului generator :

$$\beta_s = \operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha_v} . \tag{11}$$

Relaţiile (9), (10) şi (11) se pot folosi şi pentru determinarea toleranţelor elementelor profilului sculelor în funcţie de precizia filetului de prelucrat, ţinîndu-se seamă de precizia reglării sculei şi de precizia maşinii-unelte folosite pentru filetare.

În timpul calculului de proiectare şi al realizării practice a profilului, mărimile calculate cu relaţiile (9), (10) şi (11) primesc anumite abateri sistematice faţă de valorile nominale. Aceste abateri, care pot fi evaluate cu o anumită precizie prin controlul profilului sculei, pot produce următoarele tipuri de abateri profilului prelucrat :

— abaterea înălţimii (sau grosimii) profilului ;

— abaterea unghiului total al profilului (2β) ;

— asimetria profilului ;

— nerectilinitatea flancului profilului.

Pentru calculul primelor trei abateri, din relaţiile (9), (10) şi (11) se explicitează elementele profilului filetului în funcţie de elementele profilului sculei :

$$H = \frac{H_s}{\cos \alpha_v} , \tag{12}$$

$$B = B_s = 2H \operatorname{tg} \beta_s , \tag{13}$$

$$\beta = \operatorname{arc\,tg} (\operatorname{tg} \beta_s \cos \alpha_v). \tag{14}$$

Dacă se vor asimila diferenţialele variabilelor H, H_s, β, B_s, α_v cu abaterile aferente, atunci primele trei abateri se vor putea calcula după cum se arată în continuare.

Astfel, relaţia (2) prin diferenţiere dă :

$$\mathrm{d}H = \frac{\partial H}{\partial H_s} \mathrm{d}H_s + \frac{\partial H}{\partial \alpha_v} \mathrm{d}\alpha_v .$$

Ţinînd seamă de cele spuse mai sus, abaterea înălţimii profilului este :

$$\Delta H \approx \frac{\partial H}{\partial H_s} \Delta H_s + \frac{\partial H}{\partial \alpha_v} \Delta \alpha_v , \tag{15}$$

unde ΔH_s şi $\Delta \alpha_v$ sînt abaterile mărimilor H_s, respectiv α_v.

Folosind egalitatea (12), relaţia (15) se scrie:

$$\Delta H \approx \frac{\Delta H_s}{\cos \alpha_v} + H_s \frac{\sin \alpha_v}{\cos^2 \alpha_v} \Delta\alpha_v. \qquad (15')$$

Dacă se caută abaterea grosimii golului profilului, atunci utilizînd formula (13) se găseşte:

$$\Delta\beta \approx 2\Delta H_s \operatorname{tg} \beta_s + 2H_s \frac{\Delta \beta_s}{\cos^2 \beta_s}. \qquad (16)$$

Relaţia (16) poate fi folosită pentru calculul abaterii grosimii golului pe orice diametru dacă în locul lui H_s se va introduce mărimea $\frac{d_x - d_0}{2}$, unde d_x este un diametru oarecare al filetului, iar d_0 este diametrul cilindrului pe care se află vîrfurile golului profilului (fig. 1).

În ce priveşte abaterea unghiului profilului, relaţia (14), scrisă pentru flancul stîng al golului β' şi pentru cel drept β'', dă unghiul total al profilului strunjit $\beta' + \beta''$. Abaterea unghiului total apărînd ca suma abaterilor celor două unghiuri este:

$$\Delta (2\beta) = \Delta\beta' + \Delta \beta''.$$

În acest caz, ţinînd seama de relaţia (14), se obţine:

$$\Delta\beta' \approx \left(\frac{\Delta\beta_s'}{\cos^2 \beta_s} \cos \alpha_v - \Delta\alpha_v \operatorname{tg} \beta_s' \sin \alpha_v \right) \cos^2 \beta,$$

$$\Delta\beta'' \approx \left(\frac{\Delta\beta_s''}{\cos^2 \beta_s} \cos \alpha_v - \Delta\alpha_v \operatorname{tg} \beta_s'' \sin \alpha_v \right) \cos^2 \beta.$$

Deci:

$$\Delta (2\beta) \approx \left[\left(\frac{\Delta\beta_s'}{\cos^2 \beta_s} + \frac{\Delta\beta_s''}{\cos^2 \beta_s} \right) \cos \alpha_v - (\operatorname{tg} \beta_s' + \operatorname{tg} \beta_s'') \Delta\alpha_v \sin \alpha_v \right] \cos^2 \beta. \qquad (17)$$

În relaţia (17) semnele lui $\Delta\beta_s'$ şi $\Delta\beta_s''$ coincid dacă β_s' şi β_s'' sînt amîndouă mai mici sau mai mari decît valorile nominale şi au semne opuse în caz contrar.

Asimetria profilului poate fi evaluată prin diferenţa valorilor absolute ale unghiului β' şi β'':

$$\Delta = \beta' - \beta''.$$

Deoarece pentru unghiuri mici:

$$\Delta = \operatorname{tg} \Delta, \qquad (18)$$

folosind relaţia (14), egalitatea (18) se scrie:

$$\Delta \approx \frac{\operatorname{tg} \beta' - \operatorname{tg} \beta''}{1 + \operatorname{tg} \beta' \operatorname{tg} \beta''} = \frac{(\operatorname{tg} \beta_s' - \operatorname{tg} \beta_s'') \cos \alpha_v}{1 + \operatorname{tg} \beta_s' \operatorname{tg} \beta_s'' \cos^2 \alpha_v}. \qquad (18')$$

În ce priveşte erorile datorite reglării sculei, strunjirea filetului după schema din figura 2 impune reglarea sculei astfel încît să se realizeze:

— poziţia corectă a generatoarei, materializată de tăişul sculei, în raport cu axa filetului;

— suprapunerea cotei B cu B_s (reglarea în adîncime);

— poziţia feţei de degajare a cuţitului în planul axial al filetului.

Nerespectarea condiţiilor de mai sus se reflectă în mod direct asupra preciziei filetului strunjit putînd apărea:

— abaterea poziţiei profilului generator în raport cu axa filetului;

— abaterea înălţimii (şi grosimii) profilului;

— nerectilinitatea flancului.

Abaterea poziţiei profilului generator apare atunci cînd nu se respectă poziţia corectă a tăişului sculei în raport cu axa filetului (unghiul β). La filetele cu profil simetric, aceasta se întîmplă atunci cînd axa profilului sculei nu este perpendiculară pe axa filetului. Cunoscînd precizia cu care se poate executa această reglare, se poate determina abaterea poziţiei profilului generator (triunghi, trapez isoscel etc.).

Abaterea înălţimii (şi grosimii) profilului este evidentă în cazul cînd scula nu este reglată corect la adîncimea de lucru.

Nerectilinitatea flancului se datoreşte nerespectării poziţiei axiale a feţei de degajare, cînd, în locul melcului arhimedic, se generează un alt tip de melc.

Considerînd că singura abatere care poate apărea la reglarea feţei de degajare este deplasarea paralelă a acesteia în raport cu axa filetului (fig. 6), atunci în cazul prezenţei unei asemenea abateri R_b, în locul melcului arhimedic se va genera un melc evolventic.

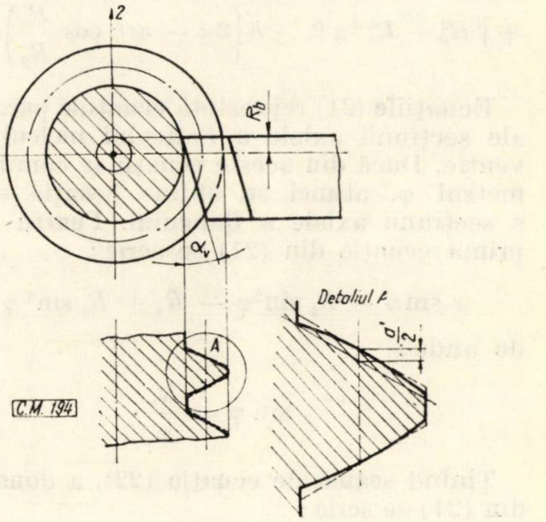


Fig. 6

Ecuațiile parametrice ale flancului melcului evolventic se deduc din ecuațiile generale (1), în care se consideră $R_{dr} = R_b$.
Deci :

$$\left.\begin{aligned} x &= R_b \sin\varphi - \mu \cos\theta_b \cos\varphi, \\ y &= h\varphi - \mu \sin\theta_b - \frac{s_a^g}{2} + \operatorname{tg}\theta_b \sqrt{R_0^2 - R_b^2} - \\ &\quad - h\left(2\pi - \arccos\frac{R_b}{R_0}\right), \\ z &= R_b \cos\varphi + \mu \cos\theta_b \sin\varphi. \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

În secțiunea axială în care este precizat profilul filetului, ecuațiile (19) determină un profil curbiliniu. Abaterea dintre acesta și profilul filetului teoretic se calculează așa cum se arată în cele ce urmează.

Secțiunea axială a flancului melcului evolventic se poate studia, de exemplu, în planul $z = 0$. În acest caz, ultima ecuație din (19) se scrie :

$$R_b \cos\varphi + \mu \cos\theta_b \sin\varphi = 0,$$

de unde :

$$\mu = -\frac{R_b}{\cos\theta_b} \operatorname{ctg}\varphi. \quad (20)$$

Ținînd seamă de expresia (20), primele ecuații din (19) se scriu :

$$\left.\begin{aligned} x &= R_b \sin\varphi + R_b \operatorname{ctg}\varphi \cos\varphi, \\ y &= h\varphi + R_b \operatorname{tg}\theta_b \operatorname{ctg}\varphi - \frac{s'_a}{2} + \\ &+ \sqrt{R_0^2 - R_b^2} \operatorname{tg}\theta_b - h\left(2\pi - \arccos\frac{R_b}{R_0}\right). \end{aligned}\right\} \quad (21)$$

Ecuațiile (21) reprezintă ecuațiile parametrice ale secțiunii axiale a flancului melcului evolventic. Dacă din aceste ecuații se elimină parametrul φ, atunci se obține ecuația explicită a secțiunii axiale a flancului. Pentru aceasta, prima ecuație din (21) se scrie :

$$x \sin\varphi - R_b \sin^2\varphi - R_b + R_b \sin^2\varphi = 0,$$

de unde :

$$\sin\varphi = \frac{R_b}{x}. \quad (22)$$

Ținînd seamă de ecuația (22), a doua ecuație din (21) se scrie :

$$\begin{aligned} y &= h \arcsin\frac{R_b}{x} + \sqrt{x^2 - R_b^2} \operatorname{tg}\theta_b - \frac{s_a^g}{2} + \\ &+ \sqrt{R_0^2 - R_b^2} \operatorname{tg}\theta_0 - h\left(2\pi - \arccos\frac{R_b}{R_0}\right). \end{aligned} \quad (23)$$

Luînd în considerare cele arătate mai sus rezultă :

$$h = \frac{p}{2\pi}, \quad \theta_0 = \beta, \quad R_0 = \frac{d_2}{2}, \quad s_a^g = \frac{p}{2},$$

$$\theta_b = \operatorname{arc\,ctg}\frac{R_b}{h} = \operatorname{arc\,ctg}\frac{2\pi R_b}{p} = \operatorname{arc\,ctg}\left(\frac{R_b}{R_0}\operatorname{ctg}\theta_0\right).$$

În acest caz, ecuația (23) primește forma :

$$\begin{aligned} y &= \frac{p}{2\pi} \arcsin\frac{R_b}{x} + \sqrt{x^2 - R_b^2} \operatorname{tg}\theta_b - \\ &- \frac{p}{4} + \sqrt{R_0^2 - R_b^2} \operatorname{tg}\theta_0 - \frac{p}{2\pi}\left(2\pi - \right. \\ &\left. - \arccos\frac{2R_b}{d_2}\right). \end{aligned} \quad (23')$$

Cu ajutorul ecuației (23') se poate determina prin puncte profilul axial al melcului evolventic care se compară cu profilul axial rectiliniu al melcului arhimedic (fig. 6). Pentru calcul trebuie să se țină seamă că :

$$R_e = \frac{d}{2} \geqslant x \geqslant \frac{d_1}{2} = R_i. \quad (24)$$

Erorile lanțului cinematic de filetare al mașinii-unelte folosite provoacă filetului de prelucrat abateri de pas. În cazul cînd acestea depășesc toleranța pasului filetului (sau o anumită cotă-parte din ea) e necesar să se ia măsuri speciale de compensare a abaterilor.

Strunjirea filetelor cu înclinare mare a elicei. Așa cum a fost arătat, strunjirea după schema de generare teoretică a filetului este limitată în special de unghiul de degajare nefavorabil care apare pe unul din tăișurile laterale (în cazul filetelor cu înclinare pe dreapta, acest unghi apare la tăișul care prelucrează flancul drept al golului). În cazul cînd, în funcție de înclinarea elicei, de materialul de prelucrat și cel al sculei, de rugozitatea suprafeței prelucrate etc., unghiul de degajare negativ are o valoare absolută prea mare, filetul se strunjește după schema din figura 7. Trebuie deci reținut că noțiunea de înclinare mare a elicei (medii) filetului trebuie privită prin prisma factorilor mai sus amintiți, factori care impun asigurarea unor unghiuri de degajare favorabile în timpul așchierii.

Așa cum se poate observa din figura 7, la prelucrarea după această schemă, fața de degajare a cuțitului se reglează perpendicular pe elicea medie a filetului. Ca urmare, la prelucrarea cu un cuţit cu tăişuri rectilinii se va genera un melc convolut (de speţa a II-a), melc care în secţiunea axială nu are un profil rectiliniu.

Şi în cazul prelucrării după această schemă se pune problema calculării unghiurilor de aşchiere funcţionale.

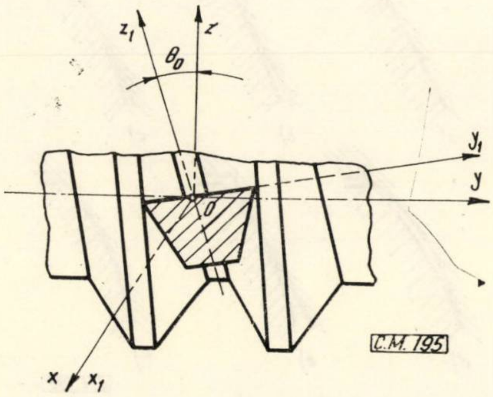


Fig. 7

Dată fiind importanţa redusă a tăişului de vîrf, atît pentru procesul de aşchiere cît şi pentru generarea profilului filetului, se vor analiza numai unghiurile funcţionale ale tăişurilor laterale la strunjirea cu un cuţit cu tăişuri rectilinii la care nu se face o corecţie a unghiului profilului.

Ecuaţiile (1) devin ecuaţiile parametrice ale flancurilor melcului convolut dacă se înlocuieşte :

$$\theta_0 = \beta, \quad R_0 = \frac{d^2}{2}, \quad h = \frac{p}{2\pi}, \quad s_a^g = \frac{p}{2}.$$

Deci [3] :

$$\left.\begin{aligned} R_{dr} = \Big(R_0 - & \\ - \frac{s_a^g}{2} \cos\theta_0 \operatorname{ctg}\beta\Big) & \frac{\operatorname{tg}\beta \sin\theta_0}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\beta \sin^2\theta_0}}, \\ \theta_b = \arc\sin\,(\sin\beta \cos\theta_0). & \end{aligned}\right\}$$

În vederea determinării unghiurilor de aşezare şi degajare funcţionale, se efectuează o rotaţie a sistemului *xyz* cu unghiul θ_0, aşa cum se arată în figura 7. Faţă de noul sistem $x_1y_1z_1$, ecuaţiile flancului drept al melcului convolut cu înclinarea pe dreapta se scriu :

$$x_1 = x,$$

$$y_1 = y\cos\theta_o + z\sin\theta_0,$$

$$z_1 = -y\sin\theta_0 + z\cos\theta_0,$$

care, ţinînd seamă de ecuaţiile (1), devin :

$$x_1 = R_{dr}\sin\varphi - \mu\cos\theta_b\cos\varphi,$$

$$\left.\begin{aligned} y_1 = \Big[\frac{p}{2\pi}\varphi - \mu\sin\theta_b - \frac{p}{4} + & \\ + \sqrt{R_0^2 - R_{dr}^2}\operatorname{tg}\theta_b - \frac{p}{2\pi}\Big(2\pi - & \\ - \arc\cos\frac{R_{dr}}{R_0}\Big)\Big]\cos\theta_0 + (R_{dr}\cos\varphi + & \\ + \mu\cos\theta_b\sin\varphi)\sin\theta_0, & \\ z_1 = -\Big[\frac{p}{2\pi}\varphi - \mu\sin\theta_b - \frac{p}{4} + & \\ + \sqrt{R_0^2 - R_{dr}^2}\operatorname{tg}\theta_b - \frac{p}{2\pi}\Big(2\pi - & \\ - \arc\cos\frac{R_{dr}}{R_0}\Big)\Big]\sin\theta_0 + (R_{dr}\cos\varphi + & \\ + \mu\cos\theta_b\sin\varphi)\cos\theta_0. & \end{aligned}\right\} \quad (25)$$

Folosind ecuaţiile (25), raţionamentul expus se aplică întocmai şi în acest caz, astfel că unghiul ε_1 (cu care diferă unghiul funcţional de aşezare faţă de cel constructiv) se poate calcula cu relaţia (7).

În urma calculului se va putea constata că şi la prelucrarea după schema din figura 7 unghiurile funcţionale de aşezare şi de degajare nu sînt aceleaşi pentru toate punctele tăişului. Ele sînt totuşi mai favorabile decît în cazul prelucrării după schema din figura 2.

Ca şi pentru prelucrarea după schema de generare teoretică, şi în cazul strunjirii după schema din figura 7 se poate face o analiză a erorilor care apar la filetare luînd în considerare toate abaterile de la schema de generare.

În cele ce vor urma se va analiza numai mărimea abaterii pe care o introduce însăşi adoptarea schemei din figura 7, în ipoteza că profilul şi reglarea sculei, precum şi lanţul cinematic al maşinii-unelte folosite, sînt ideale (nu provoacă abateri filetului strunjit). În acest caz singura eroare care apare se datoreşte generării melcului convolut în locul melcului arhimedic.

Evaluarea abaterii dintre profilul prelucrat după schema din figura 7 şi profilul nominal al filetului se face în secţiunea axială determinată de planul $z = 0$ (fig. 7). Pentru $z = 0$, ultima ecuaţie din (1) dă :

$$R_{dr}\cos\varphi + \mu\cos\theta_b\sin\varphi = 0,$$

de unde :

$$\mu = -\frac{R_{dr}}{\cos\theta_b}\operatorname{ctg}\varphi. \quad (26)$$

Folosind relaţia (26) şi ţinînd seamă de valorile mărimilor h şi s^g_a, primele două ecuaţii din (1) se scriu:

$$\left.\begin{aligned} x &= R_{dr} \sin \varphi + R_{dr} \operatorname{ctg} \varphi \cos \varphi, \\ y &= \frac{p}{2\pi} + R_{dr} \operatorname{tg} \theta_b \operatorname{ctg} \varphi - \frac{p}{4} + \\ &+ \sqrt{R_0^2 - R_{dr}^2} \operatorname{tg} \theta_b - \frac{p}{2\pi}\left(2\pi - \arccos \frac{R_{dr}}{R_0}\right). \end{aligned}\right\} \quad (27)$$

Ecuaţia explicită a secţiunii axiale a flancului melcului convolut se obţine prin eliminarea parametrului φ din ecuaţiile (27). În acest caz se obţine:

$$y = \frac{p}{2\pi} \arcsin \frac{R_{dr}}{x} + \sqrt{x^2 - R_{dr}^2} \operatorname{tg} \theta_b - \frac{p}{4} + $$
$$+ \sqrt{R_0^2 - R_{dr}^2} \operatorname{tg} \theta_b - \frac{2}{p\pi}\left(2\pi - \arccos \frac{2 R_{dr}}{d_2}\right). \quad (28)$$

Profilul axial al melcului convolut construit prin puncte cu ajutorul ecuaţiei (28) se compară cu profilul rectiliniu al filetului teoretic găsind abaterea căutată. Pentru efectuarea acestui calcul se vor avea în vedere relaţiile (25).

Consideraţii privind influenţa tehnologiei de prelucrare asupra durabilităţii îmbinărilor filetate. Toate teoriile de calcul al presiunii de contact din îmbinările filetate sînt efectuate în ipoteza că, atît filetul şurubului cît şi filetul piuliţei nu prezintă abateri. Realizarea practică a filetelor fiind însoţită în mod inevitabil de o serie de erori, este normal a se analiza felul în care acestea schimbă repartiţia presiunii pe flancuri. Acest lucru prezintă importanţă deosebită mai ales în cazul filetelor de mişcare, des întîlnite în construcţia maşinilor-unelte.

Influenţa abaterilor filetelor asupra durabilităţii îmbinării, în cazul cînd se consideră totuşi un profil rectiliniu în secţiunea axială, a mai fost discutată în literatura de specialitate. În cele ce urmează se analizează numai influenţa pe care o are forma profilului filetului obţinut la prelucrarea după schema din figura 7.

Ţinînd seamă că, în special în cazul şuruburilor conducătoare ale maşinilor-unelte, prelucrarea şurubului este mult mai costisitoare decît a piuliţei, este firesc ca tehnologia acesteia din urmă să fie aleasă în funcţie de cea a şurubului, avîndu-se în vedere o durabilitate cît mai mare a îmbinării.

S-a arătat că în cazul în care se strunjeşte filetul după schema din figura 7, flancul filetului primeşte o anumită curbură. Dacă piuliţa se prelucrează independent de tehnologia de prelucrare a şurubului, atunci la asamblare vor apărea cazuri ca în figura 8.

Pentru aceeaşi solicitare şi aceleaşi materiale ale şurubului şi piuliţei, uzura din îmbinarea filetată (deci durabilitatea ei) poate fi apreciată prin valorile şi semnele razelor de curbură ale flancului şurubului şi piuliţei (de exemplu, în secţiunea axială). Uzura cea mai mare va apărea atunci cînd diferenţa dintre raza de curbură a piuliţei şi cea a şurubului va fi maximă.

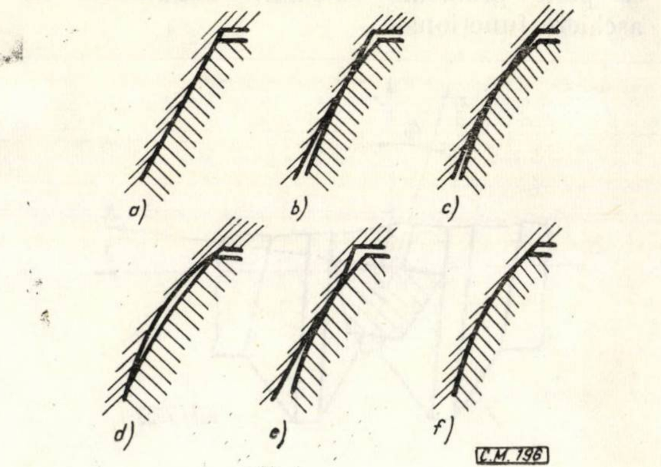


Fig. 8

Aşa cum se poate constata din figura 8, cazurile b — e sînt nesatisfăcătoare din punctul de vedere al durabilităţii îmbinării. Cazul f realizează condiţii similare cazului filetului teoretic din figura 8.

Din cele arătate se desprinde concluzia că dacă considerente de ordin tehnologic (scule şi reglare) impun înlocuirea melcului arhimedic al filetului cu un melc convolut, atunci, pentru a obţine o durabilitate maximă a îmbinării filetate, filetul piuliţei trebuie prelucrat astfel încît să se obţină un profil conjugat celui de la şurub. Problema durabilităţii îmbinării filetate se mai poate pune şi în alt mod: luînd în considerare toate posibilităţile de execuţie raţională a filetului şurubului şi piuliţei, să se găsească care sînt cele mai avantajoase combinări. Acest lucru va face obiectivul unor preocupări ulterioare.

Concluzii. Lucrarea a urmărit elucidarea unor aspecte care apar la strunjirea filetelor folosind cuţite cu tăişuri rectilinii. În baza celor arătate se desprind cîteva concluzii.

— Astfel, la strunjirea filetelor există două metode de bază: prelucrarea după schema teoretică de generare din figura 2 şi prelucrarea după schema din figura 7. Primul procedeu este ideal din punctul de vedere al generării suprafeţei elicoidale arhimedice a flancului, dar are neajunsuri legate de modul de formare şi îndepărtare a aşchiilor. Se va renunţa la acest procedeu numai atunci cînd se consideră că unghiul de degajare negativ de pe unul din tăişurile laterale are o valoare absolută inacceptabilă. Afirmaţia care este întîlnită în literatura de specialitate, după care limitele acestei metode sînt determinate de unghiul de aşezare constructiv al sculei, nu este justificată.

Prelucrarea după schema din figura 7 realizează condiţii de aşchiere mai favorabile. Abaterea formei flancului, care apare datorită generării melcului evolventic în locul celui arhimedic, limitează această metodă. Găsirea acestei limite se face prin calcul, comparînd abaterea cu toleranţa $a/2$ (fig. 1) sau cu o anumită parte din ea.

În special în cazul filetelor de mişcare precise, în locul prelucrării după schema din figura 7 sau în locul utilizării unor scule cu profil corectat este bine să se utilizeze scule la care, prin prelucrarea corespunzătoare a feţei de degajare, unghiul de degajare funcţional este făcut pozitiv pentru toate punctele tăişurilor laterale (fig. 9).

Prelucrarea cu asemenea scule, avînd la bază schema din figura 2, este limitată numai de necesitatea măririi unghiului de aşezare constructiv care, aşa cum s-a arătat, apare la înclinări relativ mari ale elicei medii.

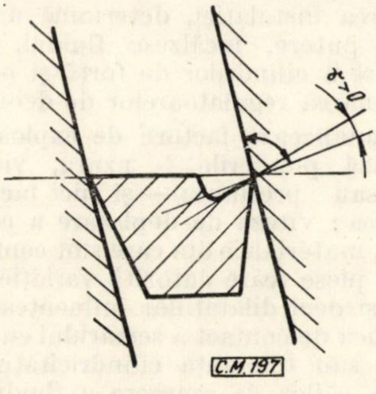


Fig. 9

— În literatura de specialitate se indică, pentru strunjirea filetelor, utilizarea unor cuţite cu unghiuri de degajare la vîrf $\gamma_v < 0$ (fig. 10).

Ţinînd seamă de cele arătate, prelucrarea cu asemenea scule nu are nici o justificare. Într-adevăr, ca urmare a abaterii feţei de degajare din planul axial se prelucrează un melc evolventic în locul celui arhimedic, iar unghiurile de degajare pe unul din tăişurile laterale rămîn totuşi nefavorabile (negative).

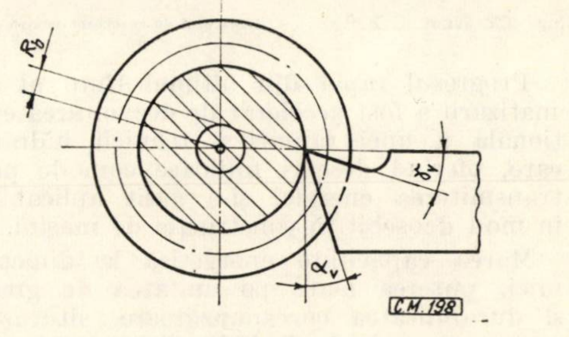


Fig. 10

— Date fiind dificultăţile care apar la execuţia cuţitelor cu tăişuri curbilinii (corectate pentru a genera un melc evolventic şi la prelucrarea după schema din fig. 7), renunţarea la sculele simple, cu tăişuri rectilinii, nu se va face decît pe baza unor calcule prin care să se determine erorile ce apar la prelucrare.

Studiul erorilor sistematice care a fost efectuat constituie premisa unor proiectări judicioase (economice) a cuţitelor de filetat. Folosind relaţiile stabilite, există posibilitatea ca, în funcţie de precizia lanţului cinematic al maşinii-unelte folosite şi ţinînd seamă şi de precizia reglării, să se tolereze elementele profilului sculei.

— Este cunoscută importanţa care se acordă durabilităţii filetelor de mişcare în construcţia de maşini-unelte şi aparate. De aceea, este bine ca alegerea schemei de prelucrare pentru fiecare element al cuplei elicoidale să fie făcută în baza celor indicate, astfel încît să se asigure o durabilitate maximă în condiţiile unor cheltuieli de fabricaţie cît mai reduse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Karţev, S. P.* Instrument dlia izgotovlenia rezbî. Moscova, 1955.
[2] *Sauer, L.* Scule pentru filetare. Bucureşti, 1962.
]3] *Maroş, D.* ş.a. Angrenaje melcate. Bucureşti, 1966.

CZ 621-522 : 621-352

Elemente de calcul al excentricității sertarelor cilindrice longitudinale din distribuitoarele hidraulice

Ing. Octavian CODREȘ — Institutul de cercetări pentru automobile și tractoare-Brașov

Progresul rapid din ultimul timp al automatizării a fost accelerat de dezvoltarea excepțională a unei ramuri a tehnicii, hidraulica, care, oferind deseori mijloace comode pentru transmiterea energiei și-a găsit aplicabilitate în mod deosebit în construcția de mașini.

Marea capacitate energetică la dimensiuni mici, puterea mare pe unitatea de greutate și durabilitatea corespunzătoare, situează pe același plan sistemele hidraulice cu cele mecanice, electrice și pneumatice, prezentînd față de acestea numeroase avantaje.

Agentul purtător de energie în sistemele hidraulice este, după cum se știe, un fluid cu compresibilitate redusă aflat sub presiune.

Între generatorul și receptorul de presiune, orice sistem hidraulic comportă o serie de organe de legătură, comandă sau reglare care dirijează fluidul în conformitate cu scopul urmărit.

Printre organele de comandă des întîlnite se află și distribuitoarele hidraulice cu sertar cilindric longitudinal, reprezentate schematic în figura 1 (*1* — corp distribuitor; *2* — sertar cilindric; *3* — arc; *R* — rezervor; *G* — pompă; *C* — consumator).

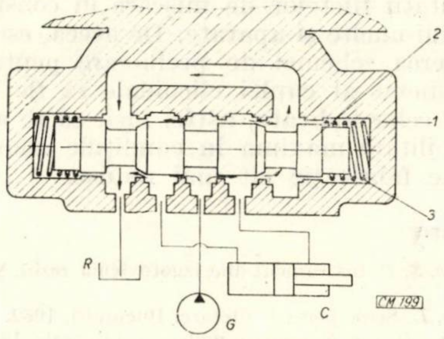


Fig. 1

Mărirea continuă a presiunilor de exploatare, în scopul obținerii unor puteri mari la gabarite reduse, a condus la perfecționarea continuă a distribuitoarelor în general.

În multe scheme hidraulice presiunea de exploatare este de 200–300 kgf/cm², iar în instalațiile tractoarelor moderne se întîlnește curent presiunea de 120–150 kgf/cm².

Se știe că în orice circuit hidraulic există pierderi ale fluidului, care pot fi externe sau interne, pierderi care prin urmările lor produc multe dificultăți proiectanților și constructorilor de sisteme hidraulice.

O pierdere internă se manifestă printr-o reducere a randamentului circuitului hidraulic și poate provoca și alte perturbări, fără ca să producă o pierdere reală de fluid.

Pierderile externe nu sînt numai inestetice, ceea ce obligă pe utilizatori la o curățire frecventă, dar prezintă și riscuri ce implică cheltuieli.

În articolul de față se stabilesc toleranțele de concentricitate a diametrelor sertarului cilindric longitudinal, în scopul reducerii pierderilor interne ce se produc în distribuitor, datorită valorilor ridicate ale presiunii.

Deși pierderile interne nu determină pierderi propriu-zise de ulei, pentru că acesta se reîntoarce la rezervor prin canalele de retur sau drenaj, totuși, dacă devin excesive, încetinesc funcționarea instalației, determină un consum mare de putere, încălzesc fluidul, cauzează o alunecare a cilindrilor de forță și perturbații în funcționarea regulatoarelor de debit.

Nu se analizează factorii de exploatare care influențează pierderile — uzura, viscozitatea fluidului sau presiunea — și nici factorii constructivi ca: viteza de deplasare a celor două suprafețe, materialele din care sînt confecționate cele două piese (care datorită variației de temperatură și deci dilatațiilor influențează scăpările), lățimea de contact a sertarului cu cilindrul, diametrul sau toleranța cilindricității sertarului, forma căilor de scurgere a fluidului între punctele de cădere a presiunii sau diferența de presiune în canalele sertarului, ci numai variația pierderilor în funcție de concentricitatea celor două suprafețe cilindrice ce realizează fanta.

Calculul pierderilor se face în funcție de jocul prescris, stabilit în practica industrială pentru diverse fluide, în funcție de viscozitatea lor.

Pentru a înțelege fenomenele ce se produc se analizează curgerea laminară printr-o fantă îngustă plană, curgerea laminară printr-o fantă inelară concentrică și curgerea laminară printr-o fantă inelară excentrică.

Curgerea laminară printr-o fantă îngustă plană. În figura 2 este redată schema de curgere a unui fluid între doi pereți paraleli aflați la distanța e și imobili unul față de altul. Se notează cu OX planul de simetrie, cu S_1 și S_2 două secțiuni perpendiculare pe direcția de curgere și cu p_1 și p_2 presiunile în secțiunile S_1 și S_2 știind că $p_1 < p_2$.

Separînd un strat de lichid cuprins între ordonatele $+y$ și $-y$, secțiunile S_1 și S_2 și avînd grosimea λ, expresia forței axiale ce acționează asupra stratului, creată de presiunile p_1 și p_2, este:

$$F_1 = 2y\cdot\lambda(p_1 - p_2) = 2y\cdot\lambda\cdot\Delta p.$$

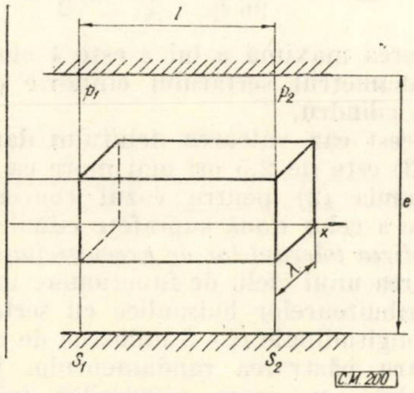


Fig. 2

Forța datorită viscozității este:

$$F_2 = 2\lambda l\mu\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y},$$

în care:

μ este viscozitatea dinamică;

$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y}$ — gradientul vitezei sau creșterea vitezei pe unitatea de lungime între straturile ce se deplasează.

Egalînd forțele F_1 și F_2 care rezultă din condiția uniformității mișcării, se obține:

$$y\cdot\Delta p = -l\mu\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y}$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y} = -\frac{\Delta p}{l\mu}y.$$

Integrînd, rezultă:

$$v = -\frac{\Delta p\cdot y^2}{2l\mu} + \text{const.}$$

Viteza fiind nulă pentru $y = \frac{e}{2}$, rezultă:

$$v = \frac{\Delta p}{2l\mu}\left(\frac{e^2}{4} - y^2\right).$$

Debitul elementar al stratului de fluid cu grosime dy este:

$$\mathrm{d}q = \lambda\cdot v\cdot\mathrm{d}y = \frac{\lambda\cdot\Delta p}{2l\mu}\left(\frac{e^2}{4} - y^2\right)\mathrm{d}y.$$

Debitul total al stratului de fluid între pereți este:

$$q = 2\int_0^{y=\frac{e}{2}}\mathrm{d}q = 2\int_0^{\frac{e}{2}}\frac{\lambda\cdot\Delta p}{2l\mu}\left(\frac{e^2}{4} - y^2\right)\mathrm{d}y =$$

$$= \frac{\lambda\cdot\Delta p}{l\mu}\left(\frac{e^2 y}{4} - \frac{y^3}{3}\right)_0^{\frac{e}{2}}$$

și deci:

$$q = \frac{\lambda\cdot\Delta p\cdot e^3}{12\, l\mu}. \tag{1}$$

Curgerea laminară printr-o fantă inelară concentrică. În cazul cînd fanta are forma unei secțiuni inelare cu diametrul mediu D_m și jocul diametral j între cei doi cilindri concentrici după cum se vede în figura 3, formula precedentă a debitului capătă următoarea formă:

$$q_c = \frac{\pi\cdot D_m\Delta p\cdot j^3}{96\, l\mu}. \tag{2}$$

Formula (2) s-a obținut prin introducerea valorilor $e = \frac{j}{2}$ și $\lambda = \pi\cdot D_m$ în formula (1).

Se observă din formula (2) că pierderile prin curgere variază proporțional cu cubul interstițiului. Alegerea jocului depinde de precizia de prelucrare și caracterizează echipamentul hidraulic ce lucrează la presiuni mari.

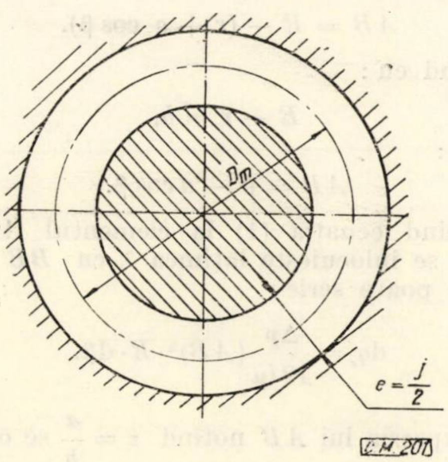


Fig. 3

Curgerea laminară printr-o fantă inelară excentrică. Formula (2) a fost stabilită presupunînd că sertarul cilindric este perfect concentric cu cilindrul. Din cauza erorilor de prelucrare, cazul acesta nu apare în realitate.

În figura 4 este reprezentat un cilindru de lungime l și de rază r montat excentric într-un alezaj de rază $R = \frac{D}{2}$; excentricitatea are valoarea a.

Jocul într-un punct A este dat de:

$$AB = OB - OA$$

sau:

$$AB = R - (r\cos\alpha + a\cos\beta).$$

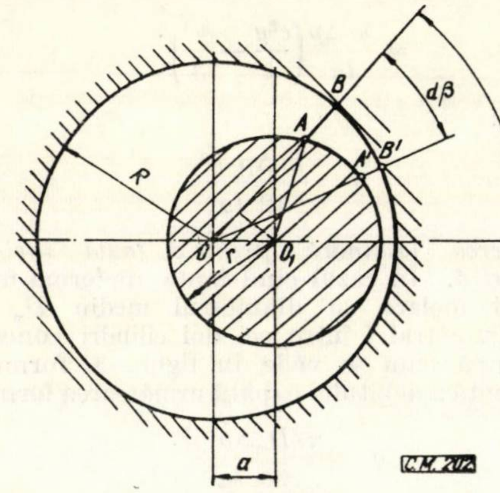


Fig. 4

$\frac{a}{R}$ fiind totdeauna foarte mic, unghiul α este şi el foarte mic şi deci $\cos\alpha$ poate fi considerat egal cu unitatea. Se poate scrie deci:

$$AB = R - (r + a\cos\beta).$$

Notînd cu:

$$R - r = b,$$

rezultă:

$$AB = b - a\cos\beta.$$

Aplicînd ecuaţia (1) la elementul $AA'BB'$ la care se înlocuieşte lăţimea λ cu $BB' = R\cdot d\beta$, se poate scrie:

$$dq_e = \frac{\Delta p}{12\, l\mu}(AB)^3\cdot R\cdot d\beta.$$

În expresia lui AB notînd $\varepsilon = \frac{a}{b}$ se obţine:

$$AB = b(1 - \varepsilon\cos\beta),$$

pe care, introducînd-o în expresia debitului şi integrînd, se deduce debitul total al pierderilor:

$$q_e = \int_0^{2\pi} dq_e = \int_0^{2\pi}\frac{\Delta p}{12\, l\mu}\, b^3\cdot R(1 - \varepsilon\cos\beta)^3\, d\beta.$$

Integrînd, rezultă:

$$\int_0^{2\pi}(1 - \varepsilon\cos\beta)^3\, d\beta = \int_0^{2\pi}(1 - 3\varepsilon\cos\beta + 3\varepsilon^2\cos^2\beta - \varepsilon^3\cos^3\beta)\, d\beta = 2\pi\left(1 - \frac{3\varepsilon^2}{2}\right),$$

de unde:

$$q_e = \frac{2\pi\cdot\Delta p}{12\, l\mu}\, b^3\cdot R\left(1 + \frac{3\varepsilon^2}{2}\right).$$

Dar $b = \frac{j}{2}$ şi $D = 2R$ şi deci:

$$q_e = \frac{\pi\cdot D\cdot\Delta p\cdot j^3}{96\, l\mu}\left(1 + \frac{3\varepsilon^2}{2}\right). \qquad (3)$$

Valoarea maximă a lui ε este 1 cînd $a = b$, adică diametrul sertarului cilindric este tangent la cilindru.

În acest caz valoarea debitului dat de formula (3) este de 2,5 ori mai mare ca cea dată de formula (2) pentru cazul concentricităţii perfecte a celor două suprafeţe cilindrice.

Stabilirea toleranţelor de excentricitate. Pentru asigurarea unui ciclu de funcţionare îndelungat al distribuitoarelor hidraulice cu sertare cilindrice longitudinale (2—3 milioane de comutări) şi pentru păstrarea randamentului în limite acceptabile, mărimea pierderilor iniţiale nu trebuie să depăşească suma dintre valoarea pierderilor concentricităţii perfecte (q_c) şi 25% din diferenţa pierderilor în cazul excentricităţii maxime şi concentricităţii perfecte ($q_e - q_c$), adică:

$$q_{max} = q_c + 0{,}25\,(q_e - q_c).$$

Dar: $q_e = 2{,}5\, q_c$ şi deci expresia lui q_{max} devine:

$$q_{max} = q_c + 0{,}25\,(2{,}5\, q_c - q_c) = 1{,}375\, q_c$$

Din formula (3) se determină ε înlocuind pe q_e cu q_{max}:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{2}{3}\left(\frac{96\, l\mu\cdot q_{max}}{\pi\cdot D\cdot\Delta p\cdot j^3} - 1\right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{2}{3}\left(\frac{96\, l\mu\cdot 1{,}375\, q_c}{\pi\cdot D\cdot\Delta p\cdot j^3} - 1\right)}.$$

Înlocuind pe q_c cu valoarea din formula (2) şi ţinînd seamă că $D_m = D - \frac{j}{2}$, se obţine după simplificări:

$$\varepsilon = \sqrt{0{,}250 - 0{,}458\,\frac{j}{D}}.$$

Considerînd $\varepsilon = \frac{a}{b} = \frac{a}{R - r} = \frac{2\,a}{D - d} = \frac{2a}{j}$, rezultă valoarea excentricităţii:

$$a = \frac{\varepsilon j}{2} = \frac{j}{2}\sqrt{0{,}250 - 0{,}458\,\frac{j}{D}}.$$

Cum termenul $0{,}458\,\frac{j}{D}$ este mic faţă de valoarea 0,250 se poate neglija, ajungîndu-se în final la:

$$a \cong 0{,}25\, j. \qquad (4)$$

Cunoscînd mărimea jocului care este stabilită de practica industrială pentru diverse fluide în funcţie de viscozitatea respectivă, formula (4) îşi dovedeşte utilitatea.

Pentru concretizare se dă un exemplu pentru un sertar cilindric cu :

— diametrul exterior $D = 2$ cm ;

— ulei cu viscozitatea dinamică 0,05 poise (ulei fluid) ;

— jocul pe diametru $j = 20\mu = 2 \cdot 10^{-3}$ cm ;

— lungimea de contact $l = 5$ mm $= 0{,}5$ cm ;

— presiunea de lucru $p = 250$ bari $= 2{,}5 \cdot 10$ bari.

Valoarea pierderilor în cazul concentricităţii perfecte după formula (2) este :

$$q_c = \frac{\pi \cdot D_m \cdot \Delta p \cdot j^3}{96\ l \mu} =$$

$$= \frac{3{,}14 \cdot 2 \cdot 2{,}5 \cdot 10^8 (2 \cdot 10^{-3})^3}{96 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}05} = 5{,}23\ \text{cm}^3/\text{s},$$

iar în cazul excentricităţii maxime, după formula (3), cînd $a = b$, este :

$$q_e = 2{,}5\, q_c = 2{,}5 \cdot 5{,}23 = 13{,}08\ \text{cm}^3/\text{s}.$$

Pierderile maxim admisibile :

$$q_{max} = q_c + 0{,}25\,(q_e - q_c) = 5{,}23 + 0{,}25\,(13{,}08 - 5{,}23) = 7{,}20\ \text{cm}^3/\text{s}.$$

Valoarea lui ε din formula (3) :

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{2}{3}\left(\frac{96\ l \cdot q_{max} \cdot \mu}{\pi \cdot D \cdot \Delta p \cdot j^3} - 1\right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{2}{3}\left(\frac{96 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}20 \cdot 0{,}05}{3{,}14 \cdot 2 \cdot 2{,}5 \cdot 10^8 (2 \cdot 10^{-3})^3} - 1\right)} = 0{,}496.$$

Valoarea excentricităţii este :

$$a = b\varepsilon = \frac{j}{2}\varepsilon = \frac{0{,}020}{2} 0{,}496 \approx 0{,}005\ \text{mm}$$

sau, direct, din formula (4) :

$$a = 0{,}25\,j = 0{,}25 \cdot 20 = 0{,}005\ \text{mm}.$$

Eroarea după cum se vede este sub 1 %, deci admisibilă. În consecinţă, excentricitatea ce se va prescrie pe desenul sertarului între diametrele de ghidare şi diametrele fantei de curgere va fi de 0,005 mm, ceea ce corespunde cu indicaţiile date pe desenele multora din realizările actuale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dieter, W.* Les éléments des systèmes hydrauliques Paris, ed. Dunod, 1965.

[2] *Wilson.* Optimum clearances in pumps and hydraulic motors. Product Engineering — Product Design Handbook Issue, oct. 1955.

[3] *Walker, R. E.* Lecköl in Hydroventilen mit Lägssteuerkolben. În : Hydraulik Forum, april 1967.

[4] *Vikers.* Hydraulique industrielle.

[5] *Faisandier, J.* Les mécanismes hydrauliques. Paris, ed. Dunod, 1962.

[6] *Guillon, M.* Étude et détermination des systèmes hydrauliques, Paris, ed. Dunod, 1961.

[7] *Himmler, C. R.* La Commande hydraulique. Paris, ed. Dunod, 1960.

CZ 621.512 – 33

Din problemele supapelor de compresor

Ing. **Eugen MĂNDESCU**- Consiliul naţional al cercetării ştiinţifice – **Bucureşti**

Aerul comprimat este utilizat astăzi din ce în ce mai mult în toate ramurile economiei şi aproape că nu există domeniu în care să nu-şi găsească aplicare. Turaţiile tot mai înalte la care se construiesc în prezent compresoarele, ca urmare a perfecţionării supapelor, condiţionează în mod direct perioadele de revizie şi reparaţie, pe lîngă care mai trebuie avute în vedere şi condiţiile grele de funcţionare ca : atmosferă încărcată de praf, temperatura mediului ambiant ridicată, umiditate mare etc. Pentru unele domenii însă, condiţiile de producţie cer adeseori ca instalaţiile de compresoare să funcţioneze neîntrerupt, fără nici o intervenţie între reviziile periodice planificate (unele dintre ele chiar anuale), conducînd la o funcţionare a acestora de mii de ore fără întrerupere.

Este bine cunoscut că supapele automate constituie elementul cel mai important în funcţionarea compresorului şi experienţa arată că marea majoritate a acestor defecţiuni provin din cauza lor. Din această cauză, precum şi din dorinţa de a ridica turaţia compresoarelor, au existat încercări de a înlocui supapele automate cu supape comandate mecanic, de tipul cu sertar sau chiar cu ciupercă, rezultatele obţinute fiind însă mult inferioare celor cu supape automate, fapt ce a determinat generalizarea acestora.

În prezent, toate compresoarele moderne sînt echipate cu supape automate, acţionate prin diferenţa de presiune a gazelor, deoarece acestea realizează cele mai multe din numeroasele condiţii cerute pentru o funcţionare sigură, de lungă durată şi cu un randament ridicat.

În rezumat, supapele trebuie să asigure : o bună etanşeitate în stare închisă, deschiderea şi închiderea la momentele corespunzătoare, rezistenţe gazodinamice reduse la scurgerea gazelor, rezistenţă mare la uzură şi durabilitate ridicată.

Aceste condiţii se îndeplinesc cu atît mai greu cu cît turaţia compresorului este mai ridicată.

Supapele automate ale compresoarelor pot fi împărţite în două categorii, după modul lor de construcţie.

Astfel, supapele cu lamele au un număr de plăcuţe în general în formă de disc, dreptunghiulare sau inelare, montate între două plăci numite scaun şi limitator. De cele mai multe ori lamelele lucrează prin arcuire, după cum se vede în figura 1, în care este prezentată supapa compresorului C 240 fabricat de uzina Timpuri noi. În acest caz, lamela elastică *3* obturează luminile scaunului *1* atunci cînd este dreaptă (fig. 1, *a*) şi ia forma parabolică a limitatorului *2* la poziţia deschis (fig. 1, *b*). Lamelele sînt executate din bandă de oţel de arc şi, lucrînd cu îndoire, formează propriile lor arcuri. Alte tipuri de supape cu lamele au o piesă rigidă de etanşare (lamela), apăsată pe scaunul ei cu ajutorul unui arc, de cele mai multe ori o lamelă curbă inversată.

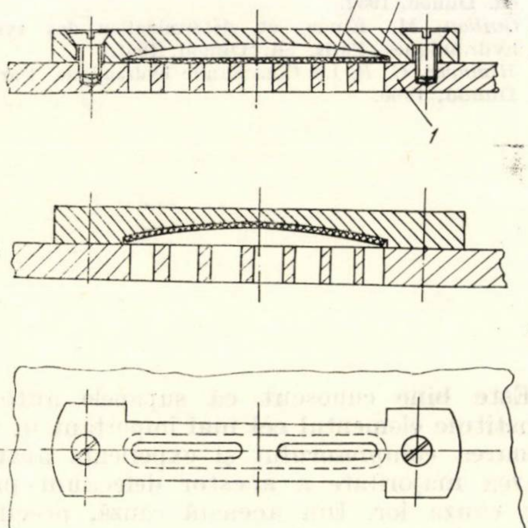


Fig. 1

Supapele cu discuri sau cu inele prezintă un disc sau mai multe inele subţiri şi rigide, sprijinite pe scaunul lor printr-un joc de arcuri. În general, supapele de aspiraţie şi de refulare sînt asamblate din aceleaşi piese şi nu diferă între ele decît prin modul de montaj în chiulasă, supapa de aspiraţie avînd discul amplasat spre interiorul cilindrului în raport cu scaunul său, pe cînd supapa de refulare este montată în sens invers. În ambele cazuri însă, capătul şurubului cu piuliţa sa trebuie să fie îndreptat spre chiulasă. Discul de etanşare este ghidat la mijloc şi asigurat împotriva rotirii cu un ştift. În figura 2 se prezintă supapa compresorului C6 (fig. 2,*a* — supapă de refulare ; fig. 2,*b* — supapă de aspiraţie).

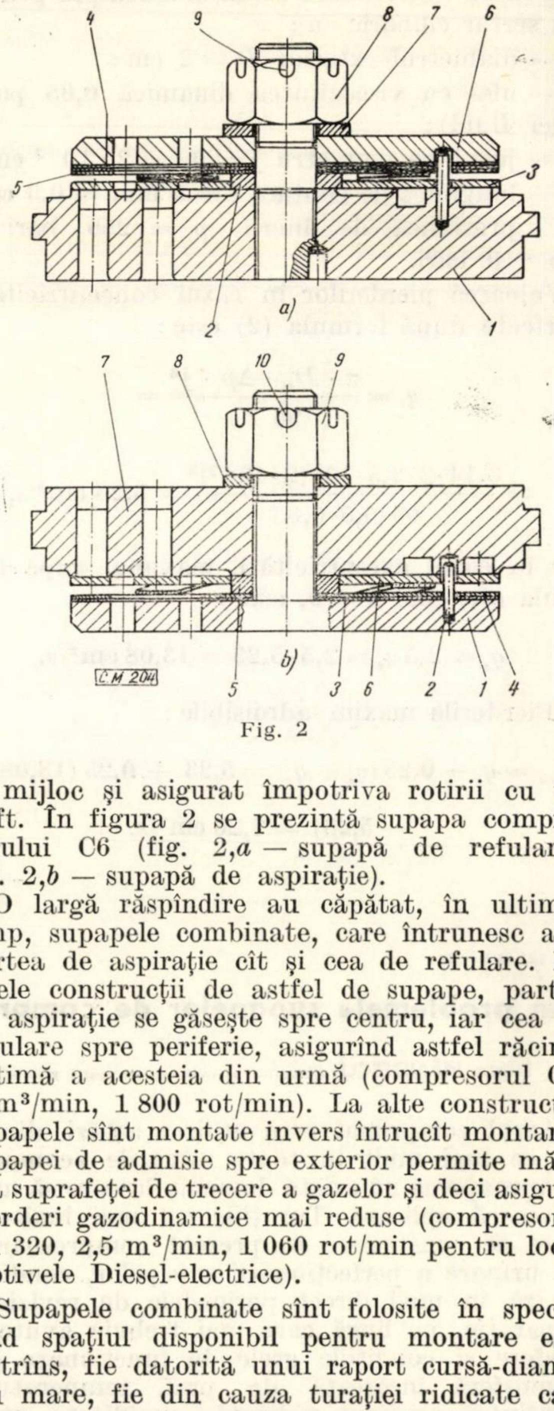


Fig. 2

O largă răspîndire au căpătat, în ultimul timp, supapele combinate, care întrunesc atît partea de aspiraţie cît şi cea de refulare. La unele construcţii de astfel de supape, partea de aspiraţie se găseşte spre centru, iar cea de refulare spre periferie, asigurînd astfel răcirea optimă a acesteia din urmă (compresorul C5, 5 m³/min, 1 800 rot/min). La alte construcţii, supapele sînt montate invers întrucît montarea supapei de admisie spre exterior permite mărirea suprafeţei de trecere a gazelor şi deci asigură pierderi gazodinamice mai reduse (compresorul 2A 320, 2,5 m³/min, 1 060 rot/min pentru locomotivele Diesel-electrice).

Supapele combinate sînt folosite în special cînd spaţiul disponibil pentru montare este restrîns, fie datorită unui raport cursă-diametru mare, fie din cauza turaţiei ridicate care implică secţiuni mari de trecere, iar în chiulase este dificil de a se amplasa două supape separate. În figura 3 (*1* — supapă ; *2* — cilindru ; *3* — chiulasă) se prezintă o secţiune prin supapa compresorului C5, iar în figura 4, piesele componente ale unei supape combinate de la un compresor răcit cu apă : *1* — piuliţă de siguranţă ; *2* — piuliţă ; *3* — scaun supapă superior (aspirație) cu patru ştifturi de ghidare; *4*, *5*, *6* — arc inelar de supapă (3 buc. pentru refulare); *7* — disc de etanşare (refulare); *8* — disc de etanşare cu şaibă de distanță (aspirație); *9* — disc amortizor; *10* — arc disc cu lamele pentru aspirație (2 buc. + şaibă de distanță); *11* — scaun supapă inferior (refulare) cu şurub central.

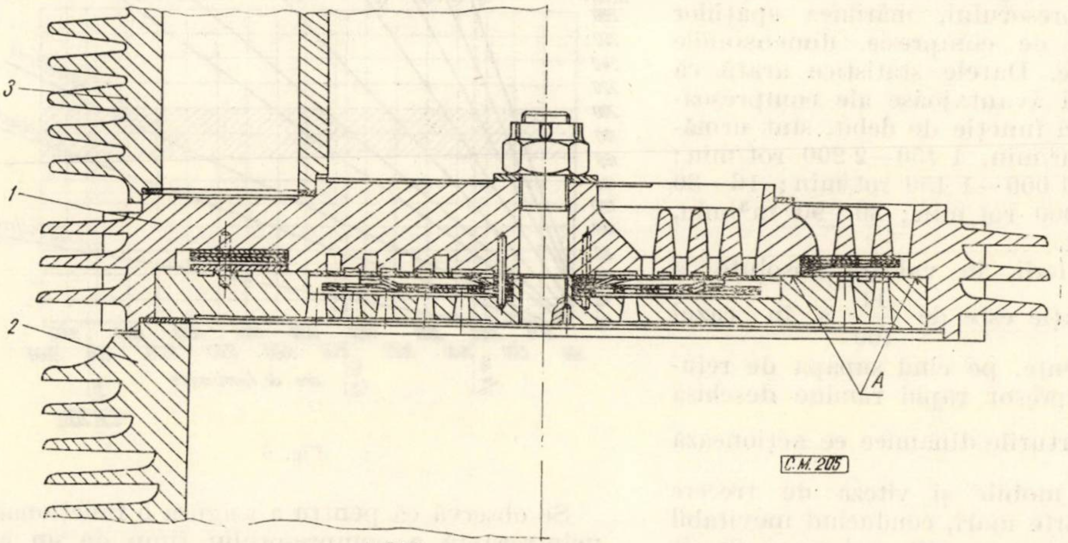


Fig. 3

Caracteristica esențială care diferențiază supapa compresorului C5 de celelalte tipuri de supape este porțiunea centrală a discului, care rămîne fixă în timpul funcționării în timp ce restul discului se deplasează prin arcuirea pereților. În acest fel, discul supapei nu mai prezintă frecări, fiind ghidat perfect şi totdeauna lucrează exact în aceeaşi poziție asigurînd o bună etanşare; supapa nu loveşte scaunul, iar şocurile la ridicare sînt atenuate de amortizor.

Deschiderea şi închiderea automată a discurilor de etanşare este comandată de diferența de presiune a gazelor, ca urmare a mişcării pistonului în cilindru. Dar momentul de deschidere sau de închidere, ca şi intervalul de timp respectiv, sînt condiții de cea mai mare importanță pentru o bună funcționare a compresoarelor şi o durabilitate corespunzătoare a supapelor.

Examinarea diagramei unui ciclu real, prezentată în figura 5, ajută la o mai bună înțelegere a funcționării acestor supape. În figura 5 s-au utilizat următoarele notații:

V_0 — spațiul mort (volumul minim al cilindrului cînd pistonul se găseşte la punctul mort interior);

V_c — volumul cilindrului corespunzător cursei pistonului;

V — volumul maxim al cilindrului cînd pistonul se găseşte la punctul mort exterior;

V_{c1} — volumul aspirat la o cursă activă a pistonului;

p_0 — presiunea atmosferică;

p_r — presiunea de refulare.

Curba *1—2* reprezintă compresia politropică a gazelor, destul de apropiată de o curbă adiabatică şi care continuă pînă în momentul în care presiunea din cilindru este suficientă pentru a deschide supapele de refulare. Refularea gazelor are loc la o presiune aproximativ constantă, între punctele *2* şi *3*. În punctul *3*, supapele de refulare se închid, urmînd cursa de destindere aproape adiabatică a gazelor din spațiul mort, pînă în momentul cînd presiunea diferențială dintr-o parte şi alta a supapelor de aspirație este suficientă pentru a le putea deschide (punctul *4*). Intrarea gazelor proaspete se face la presiune aproximativ constantă, pînă în punctul *1*.

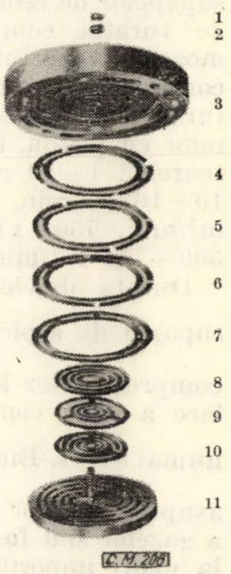


Fig. 4

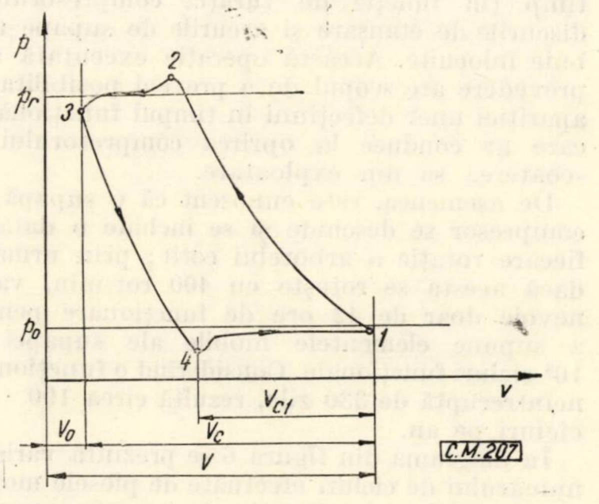


Fig. 5

Din diagramă rezultă că durata de deschidere a supapelor este mai mică decît aceea a cursei şi, în mod special, durata deschiderii supapei de refulare. Raportînd la durata cursei, durata de deschidere a supapelor de aspiraţie reprezintă între 67 şi 95% din aceasta, iar a supapelor de refulare între 19 şi 70%, în funcţie de turaţia compresorului, mărimea spaţiilor moarte, raportul de compresie, dimensiunile compresorului etc. Datele statistice arată că turaţiile cele mai avantajoase ale compresoarelor cu piston, în funcţie de debit, sînt următoarele: 1—10 m^3/min, 1 450—2 200 rot/min; 10—16 m^3/min, 1 000—1 450 rot/min; 16—30 m^3/min, 750—1 000 rot/min; 30—90 m^3/min, 500—750 rot/min.

Durata deschiderii, în valoare absolută, a supapei de aspiraţie este de $\frac{11}{100}$ s în cazul compresoarelor lente, pe cînd supapa de refulare a unui compresor rapid rămîne deschisă numai $\frac{0,5}{100}$ s. Eforturile dinamice ce acţionează asupra pieselor mobile şi viteza de trecere a gazelor sînt foarte mari, conducînd inevitabil la uzuri importante, cu atît mai mari cu cît gazele cuprind mai multe impurităţi lichide sau solide. Solicitările mecanice la care sînt supuse discurile, lamelele sau arcurile de supapă sînt importante, atingînd uneori peste 40% din limita de elasticitate a materialului din care sînt realizate.

Este cunoscut că durata de funcţionare a pieselor solicitate ale supapelor este mai redusă decît aceea a restului de piese ale compresorului şi că, din această cauză, după un anumit timp (în funcţie de turaţia compresorului), discurile de etanşare şi arcurile de supape trebuie înlocuite. Această operaţie executată din prevedere are scopul de a preveni posibilitatea apariţiei unor defecţiuni în timpul funcţionării, care ar conduce la oprirea compresorului şi scoaterea sa din exploatare.

De asemenea, este cunoscut că o supapă de compresor se deschide şi se închide o dată la fiecare rotaţie a arborelui cotit; prin urmare, dacă acesta se roteşte cu 400 rot/min, va fi nevoie doar de 42 ore de funcţionare pentru a supune elementele mobile ale supapei la 10^6 cicluri funcţionale. Considerînd o funcţionare neîntreruptă de 330 zile, rezultă circa 190 · 10^6 cicluri pe an.

În diagrama din figura 6 se prezintă variaţia numărului de cicluri efectuate de piesele mobile ale supapelor, în funcţie de turaţia compresorului. Pe aceeaşi diagramă se evidenţiază o zonă haşurată, cuprinsă între 160 şi 200 · 10^6 cicluri, ce reprezintă limita de siguranţă din punctul de vedere al durabilităţii elementelor mobile ale supapelor compresoarelor pentru a evita orice oprire neaşteptată. Această limită este stabilită în condiţiile tehnologiei şi materialelor actuale pentru fabricarea supapelor de compresor (limita inferioară a zonei haşurate corespunde supapelor de refulare, iar cea superioară, supapelor de admisie).

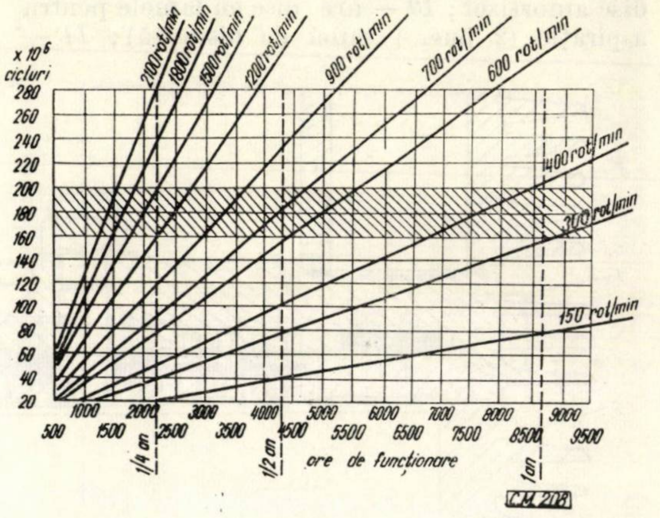


Fig. 6

Se observă că pentru a asigura o funcţionare neîntreruptă a compresorului timp de un an (circa 8 000—9 000 ore de funcţionare) trebuie ca acesta să aibă o turaţie cuprinsă între 300 şi 400 rot/min. Se mai observă că scăderea turaţiei compresorului sub 300 rot/min este puţin avantajoasă, deoarece cîştigul în durabilitate nu compensează ancombramentul şi greutatea mai mare şi, bineînţeles, preţul substanţial mai ridicat. În plus, a intrat în obişnuinţă să se planifice cel puţin o revizie anuală pentru verificarea celorlalte organe ale compresorului.

Din aceeaşi diagramă mai reiese că, pentru asigurarea unei funcţionări neîntrerupte timp de 6 luni, turaţia compresorului trebuie să fie cuprinsă între 600 şi 700 rot/min, iar pentru o funcţionare neîntreruptă timp de 3 luni, turaţia acestuia trebuie să fie cuprinsă între 1 200 şi 1 500 rot/min.

Turaţiile de peste 1 500 rot/min sînt avantajoase atunci cînd se impun condiţii speciale de greutate, de gabarit şi de preţ de cost, cerinţe ce sînt necesare în special pentru compresoarele ce se montează pe agregate mobile sau transportabile.

Constatările asupra unui număr mare de compresoare, atît în perioada de încercare la bancul de probe, cît şi în exploatare, au arătat că etanşarea constituie un factor principal pentru obţinerea de performanţe bune. De foarte multe ori se caută alte cauze atunci cînd un compresor nu asigură performanţele stabilite în caietul de sarcini şi în realitate cauza constă într-o garnitură de calitate necorespunzătoare, într-o ordine de strîngere incorectă a şuruburilor, un disc de etanşare sau suport neetanş etc. În general, pierderile pot fi ușor detectate cu ajutorul diagramei indicate; această metodă este însă incomodă pentru fabricație și cu atît mai mult pentru exploatare, neputînd fi utilizată decît în cadrul încercărilor de laborator. Montarea unui manometru de presiune pe răcitorul intermediar reprezintă însă o metodă excelentă pentru aprecierea performanțelor generale ale compresorului. Se obțin — în acest caz — informații mai prețioase decît de la manometrele montate pe conductele de refulare sau pe recipientul tampon de aer comprimat.

Depistarea pierderilor de aer sau gaze la compresoare trebuie efectuată atît înainte de probe, cît și la instalarea compresoarelor la beneficiari, precum și pe tot timpul exploatării.

Pentru determinarea pierderilor înainte de probă sau de instalarea la beneficiar se efectuează în primul rînd o curățare atentă a conductelor dinaintea supapelor de aspirație, inclusiv a conductelor și camerelor de aer ale răcitoarelor intermediare.

Apoi, pentru a verifica rapid etanșeitatea supapelor și a conductelor de legătură, după ce s-au îndeplinit toate prescripțiile pentru pornire prevăzute în instrucțiunile de exploatare, se pornește compresorul și după ce se lasă cîteva minute să se încălzească, se ridică treptat presiunea de refulare pînă cînd aceasta ajunge la valoarea nominală; în acest moment se închide robinetul care se găsește pe conducta ce pornește de la rezervorul tampon către consumatori, simultan cu oprirea funcționării compresorului. Astfel, compresorul rămîne sub acțiunea presiunii gazelor din recipientul tampon. Se observă indicațiile manometrelor instalate pe conducta de refulare a compresorului și pe răcitorul intermediar și dacă presiunea rămîne constantă sau scade foarte lent, înseamnă că etanșeitatea este corespunzătoare.

Scăderea presiunii în recipientul tampon poate avea următoarele cauze: scăpări la robinetul de închidere; fisuri sau pori pe conducta de legătură dintre compresor și recipientul tampon sau dintre acesta și robinet; calitatea necorespunzătoare a garniturilor conductelor; pori în chiulasa cilindrului etajului ultim al compresorului; calitatea necorespunzătoare a garniturii dintre chiulasa cilindrului de la ultimul etaj al compresorului și supapa de refulare; strîngerea supapei de refulare sau a chiulasei cilindrului ultimului etaj al compresorului este defectuoasă (nu s-a respectat schema de strîngere); defecțiuni la supapa de refulare a ultimului etaj al compresorului.

Dacă presiunea în răcitorul intermediar crește, supapa de aspirație a ultimului etaj al compresorului nu este etanșă sau prezintă o defecțiune (disc de etanșare, amortizor sau arcuri rupte).

Dacă presiunea din răcitorul intermediar scade, cauza poate fi următoarea: răcitorul intermediar are pori sau fisuri; conductele de legătură dintre răcitorul intermediar și chiulasele compresorului au pori, sînt fisurate sau au garnituri necorespunzătoare; chiulasele de la cele două extremități ale răcitorului intermediar au pori, sînt fisurate sau au garnituri necorespunzătoare; schema de strîngere a piulițelor și șuruburilor nu a fost respectată; supapa de refulare din amontele răcitorului intermediar nu este etanșă sau este defectată (disc de etanșare, amortizor sau arcuri rupte).

Pentru depistarea scăpărilor în timpul funcționării compresorului, în probe sau în exploatare, indicația cea mai prețioasă este presiunea din răcitorul intermediar care trebuie citită cel puțin din oră în oră, deoarece ea dă posibilitatea personalului de deservire de a interveni înainte de a se produce avarii mai grave. În cazul cînd aceasta scade apreciabil, mai trebuie avute în vedere următoarele defecțiuni posibile, în afară de cele menționate mai sus: discurile de etanșare, arcurile sau amortizoarele supapei de aspirație dinaintea răcitorului intermediar sînt rupte; segmenții de piston sînt rupți sau cocsați.

În cazul cînd presiunea din răcitorul intermediar este mult prea ridicată față de presiunea normală de funcționare, cauza va fi căutată la supapa de aspirație de după răcitorul intermediar, care poate să fie neetanșă sau are discul de etanșare, amortizorul sau arcurile rupte.

O altă indicație prețioasă este creșterea temperaturii gazelor sau a capacelor de supapă și care constituie un indiciu de lipsă de etanșeitate. În cazul cînd se produc scăpări, gazele aspirate se încălzesc, temperatura lor crescînd rapid; din această cauză poate rezulta o defectare rapidă a supapei, încălzirea fiind în stare să provoace pe de o parte deteriorarea sa și pe altă parte depuneri de ulei carbonizat, care duc la o creștere a scăpărilor. Pentru evitarea acestor inconveniente trebuie ca în timpul exploatării compresorul să fie supravegheat în mod periodic, controlînd temperatura gazelor refulate și aceea a capacelor de supape.

Lipsa de etanșeitate a dispozitivului de strangulare a aspirației, folosit pentru reglarea debitului compresoarelor cu două etaje de comprimare, provoacă de asemenea creșterea periculoasă a temperaturii supapelor etajului al doilea al acestora.

Pentru evitarea supraîncălzirii gazelor (în cazul folosirii sistemului de reglare a productivității prin strangulare) se montează un dispozitiv suplimentar de descărcare a etajului, care pune în legătură cu atmosfera cilindrul respectiv, concomitent cu închiderea conductei de aspirație. Verificarea periodică a funcționării acestor două dispozitive, și în mod special a etanşeităţii dispozitivului de strangulare montat pe conducta de aspiraţie, contribuie la evitarea eventualelor inconveniente care ar putea apărea în exploatare. Verificarea se face în mod simplu, cu ajutorul unei plăci de cauciuc care se aşază pe orificiul conductei de aspiraţie în locul filtrului de aer, compresorul fiind în funcţiune. Dacă în spatele plăcii de cauciuc se formează o depresiune ce tinde să atragă placa de cauciuc, înseamnă că dispozitivul de strangulare nu închide etanş şi trebuie remediat.

Îmbîcsirea este cea mai frecventă dintre defecţiunile supapelor, cu atît mai mult cu cît adesea este însoţită de corodare. Îmbîcsirea produce în final creşterea puterii consumate, scăderea productivităţii, încălzirea puternică a gazelor comprimate şi aderarea discurilor de etanşare pe scaun sau limitator, întîrziind astfel deschiderea sau închiderea lor care, din această cauză, se face cu şocuri.

Îmbîcsirea se poate datori prafului antrenat de gaze din aerul atmosferic (praf de ciment, nisip, siliciu, cărbune etc.), atunci cînd sistemul de filtrare a gazelor aspirate nu corespunde mediului de aspiraţie. Eficacitatea măsurilor de protecţie trebuie verificată periodic prin examinarea băii de ulei şi prin controlarea supapelor. Granulele de praf se pot constata uşor punînd uleiul din baie între două plăci de sticlă perfect curate şi trecîndu-le reciproc una peste alta. Filtrul de aer este o piesă supusă uzurii, astfel că trebuie înlocuit sau spălat după un anumit timp de funcţionare, care este în general indicat de constructor.

O altă cauză a îmbîcsirii o constituie depunerile de carbon provocate de : cantitatea prea mare de ulei antrenată de aerul refulat (ungere prea abundentă), ungerea cu ulei cocsificabil, viscozitatea prea redusă a uleiului, temperatura prea ridicată a aerului refulat.

Depuneri de calamină, mici scorii, picături de sudură şi pelicule de rugină de pe ţevăria de aspiraţie şi a răcitoarelor intermediare care nu au fost perfect curăţate determină de asemenea îmbîcsirea supapelor ; o deosebită atenţie trebuie acordată garniturilor metalice sau cu inserţie metalică, proeminente, deoarece există pericolul ca aceste porţiuni să fie smulse şi antrenate de gaze în supape.

În sfîrşit, nedemagnetizarea pieselor componente ale supapei înainte de asamblare face ca mici particule de metal, rezultate din procesul de rodaj, de uzură normală sau de la prelucrare, să se depună pe suprafeţele active ale supapelor contribuind la deteriorarea lor rapidă.

Destinderea gazelor la trecerea prin supapele de aspiraţie duce la scăderea temperaturii, favorizînd condensarea apei. Răcirea prea intensă a cilindrilor poate determina accentuarea fenomenului ; la nevoie, trebuie ca apa de răcire să treacă prin unul din răcitoarele intermediare, înainte de a fi trimisă în jurul cilindrilor. Prezenţa apei în cilindru este deosebit de periculoasă conducînd pe de o parte la un efect de corodare, iar pe de altă parte la apariţia loviturilor de berbec. Din această cauză se recomandă ca refularea de la primul etaj să fie îndreptată în jos, pentru a asigura eliminarea continuă a condensatului.

La efectuarea reviziilor periodice, supapele trebuie să fie bine examinate pentru a se descoperi orice urmă de uzură, corodare, spărturi, fisuri sau îmbîcsire ; se recondiţionează scaunele şi limitatoarele, în cazul cînd uzura este excesivă ; se schimbă arcurile, discurile de etanşare, amortizoarele şi lamelele, dacă au realizat numărul de ore prescris.

Ca piese de schimb se folosesc numai arcuri, discuri de etanşare, amortizoare şi lamele originale şi numai în cazuri extreme acestea pot fi realizate în atelierele ce execută reparaţia (din cauza problemelor tehnologice mai complicate pe care le ridică fabricarea acestor piese).

În vederea recondiţionării, scaunele de supapă se rectifică cu grijă şi se rodează cu pastă, pe masa de rodaj, pentru a elimina urmele rămase de la rectificare. La controlul ce se efectuează trebuie să se verifice ca suprafaţa de contact a scaunului supapei cu aceasta să depăşească 90%, cu discontinuităţi uniform repartizate şi care să nu întreacă în lungime $\frac{1}{50}$ din perimetrul diametrului pe care sînt dispuse.

Discul de etanşare, în cazul cînd se execută de atelierul care face recondiţionarea supapelor, se recomandă să fie construit din tablă de oţel refractar cu 13% Cr (30 C 130, STAS 3583-64). Dacă debitarea din foaia de tablă se face prin ştanţare, se îndepărtează de la exteriorul discurilor un strat de 2—3 mm, iar dacă se face cu flacără oxiacetilenică, un strat de circa 7 mm, asigurînd astfel înlăturarea amorselor de fisuri sau de oţel decarburat. Se mai recomandă ca discul de etanşare la exterior să aibă muchiile rotunjite pentru a înlătura eventualele concentrări de tensiuni. După strunjire se execută un tratament de îmbunătăţire în dispozitive speciale, pentru a evita deformarea. Rectificarea trebuie să asigure o bună planeitate a discului, neadmiţîndu-se pe suprafaţa sa urme de arsuri provenite din rectificare. După rodare, care se execută pe maşini speciale sau în lipsa acestora manual, cu dispozitive simple, suprafaţa de contact a discului de etanşare cu masa de control trebuie să fie de minimum 70%, cu discontinuităţi (pete) uniform repartizate şi a căror lungime nu trebuie să depăşească $\frac{1}{30}$ din perimetrul diametrului respectiv.

Ca urmare experimentărilor efectuate, s-a constatat că planeitatea discului este un factor primordial pentru obţinerea de performanţe superioare. Pentru verificarea planeităţii discului de etanşare, acesta se aşază pe masa de control şi se apasă cît mai aproape de margine, admiţîndu-se în acest caz deplasarea discului cu maximum $\frac{1}{600}$ -- $\frac{1}{1\,000}$ din diametrul său exterior.

Dacă discurile de etanşare şi amortizoarele se pot executa şi de atelierele care fac recondiţionarea supapelor şi care dispun de utilajele necesare, arcurile şi în special arcurile lamelare necesită condiţii de execuţie cu totul deosebite, din care cauză se recomandă procurarea acestora de la întreprinderile specializate, producătoare de astfel de piese.

Corecta execuţie a arcurilor de supape condiţionează durabilitatea supapelor şi obţinerea de performanţe superioare de la compresoare. Trebuie reţinut faptul că arcurile de supape trebuie să îndeplinească două condiţii contradictorii: pe de o parte trebuie să fie cît mai slabe pentru a se reduce pierderile la strangulare şi totodată suficient de puternice pentru asigurarea închiderii la timp a supapei. În cazul unui arc dimensionat şi executat bine, închiderea supapei se face lin şi discul de etanşare, ca urmare a presiunii gazelor de o parte şi de alta a supapei, se aşază pe scaun fără o întîrziere apreciabilă după punctul mort superior; în cazul însă al unui arc slab, supapa se închide cu întîrziere, discul de etanşare aşezîndu-se pe scaun sub acţiunea presiunii gazului, cu un şoc. Întîrzierea la închiderea supapei duce la micşorarea debitului, la creşterea puterii consumate şi la distrugerea prematură a discului de etanşare. Arcurile disc cu lamele corespund cel mai bine acestor cerinţe contradictorii. Materialul recomandat pentru arcurile disc cu lamele este W 8161 (DIN 17007) cu următoarea compoziţie chimică: $C = 0{,}62\,\%$, $Mn = 0{,}91\,\%$, $Si = 0{,}24\,\%$, $Cr = 1{,}0\,\%$, $V = 0{,}15 \ldots 0{,}3\,\%$ (duritatea 40–42 HRC).

În figura 7 se prezintă un arc disc cu lamele, pentru supapa de refulare a etajului de înaltă presiune al unui compresor rapid (compresor C5)

Îndoirea lamelor arcului disc trebuie executată aşa cum se indică în poziţia din figura 7, *b*, adică la o distanţă de circa 5–10 mm de zona de racordare. Trebuie evitată îndoirea începînd din zona de racordare, deoarece variaţia mare de secţiune duce la apariţia de zone concentratoare de tensiuni sau de microfisuri. Se recomandă ca ferestrele să fie executate prin frezare, matriţarea lor fiind cu totul neindicată.

Asamblarea supapelor se va face cu grijă, respectîndu-se întocmai ordinea de montaj, inelele de etanşare aşezîndu-se cu partea mată pe suprafaţa de sprijin a scaunelor. Nu se recomandă rodarea împreună a scaunelor de supapă cu discurile de etanşare. Este obligatorie însă rodarea împreună a suprafeţelor de contact ale scaunului superior cu scaunul inferior, la supapele combinate (suprafeţele notate cu *A* în fig. 3). Se va avea grijă ca înainte de asamblare, piesele componente ale supapei să fie demagnetizate, iar în timpul asamablării se fac următoarele verificări la supapele combinate: grosimea totală a pieselor mobile ce se montează în supapă (disc de etanşare, amortizor, arcuri şi şaibe de distanţă) să fie mai mică cu 0,15–0,35 mm decît adîncimea locaşului ce le este destinat în scaunul inferior (cota notată cu *A* în fig. 8);

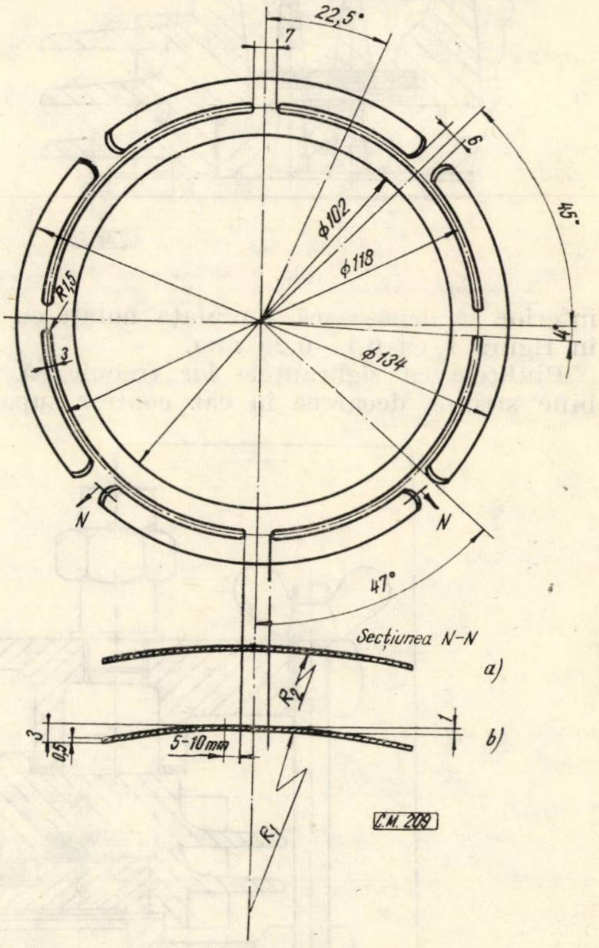


Fig. 7

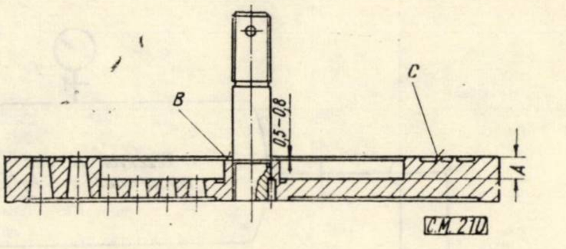


Fig. 8

suprafaţa gulerului, notată cu *B* în figúra 8, să fie sub nivelul suprafeţei notate cu C, cu 0,5–0,8 mm; în stare asamblată, scaunul

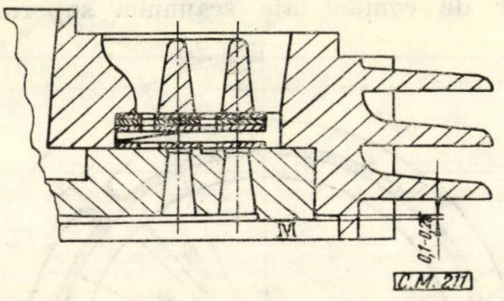


Fig. 9

inferior să depăşească suprafaţa notată cu *M* în figura 9 cu 0,1–0,25 mm.

Piuliţele cu siguranţele lor trebuie să fie bine strînse, deoarece în caz contrar supapa

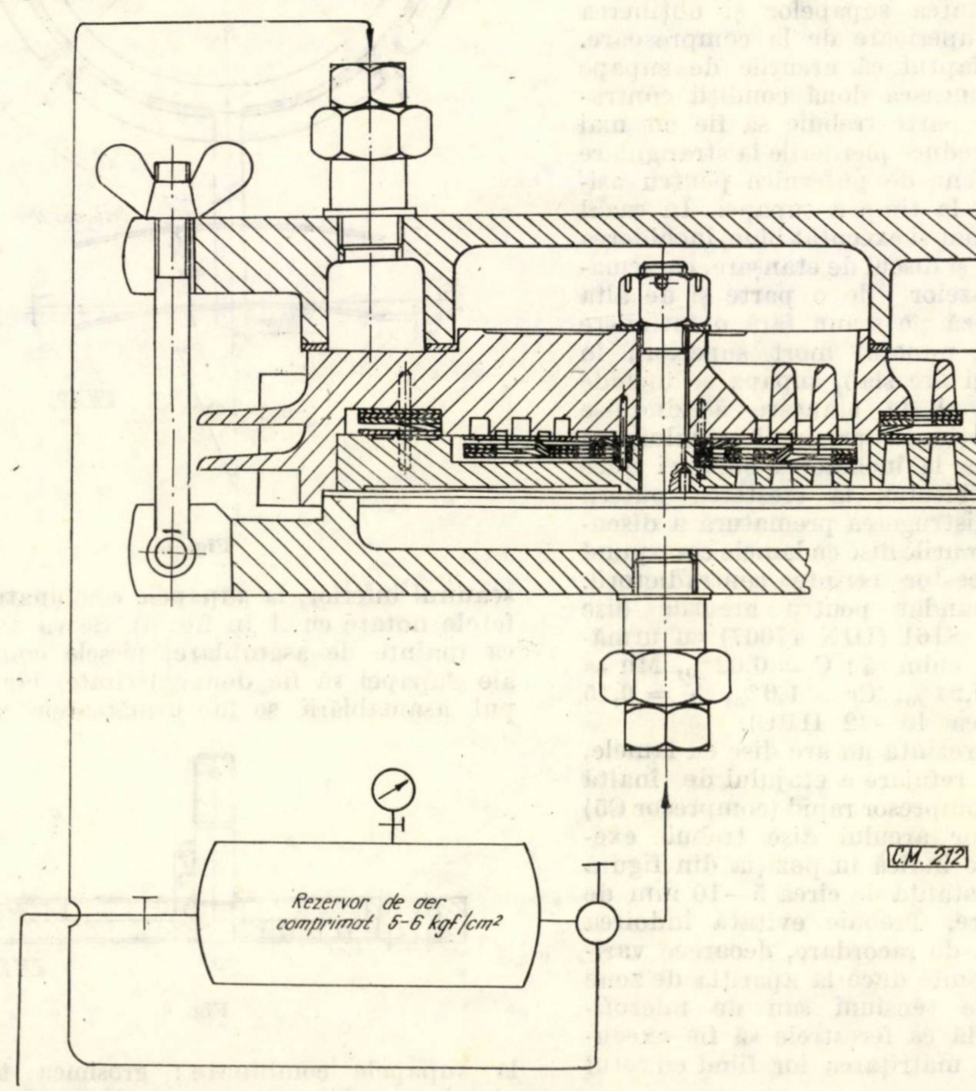


Fig. 10

se distruge în mod sigur în scurt timp, ducînd în acelaşi timp la distrugerea unor organe importante ale compresorului.

După asamblare şi verificarea corectitudinii montajului (jocul pieselor componente şi cursa discului de etanşare), se verifică supapa la etanşeitate. În lipsa unor dispozitive speciale este suficientă şi o verificare la etanşeitate cu petrol sau benzină. Pentru supapele de dimensiuni medii şi mari, metoda eficace este însă cu ajutorul aerului comprimat, fiind mai apropiată de condiţiile reale de funcţionare. Prin verificarea numai cu benzină sau petrol, s-ar putea declara necorespunzătoare o supapă care însă, fiind elastică, sub acţiunea presiunii aerului comprimat asigură totuşi o bună etanşeitate.

În figura 10 se prezintă schema unui dispozitiv pentru verificarea etanşeităţii, cu ajutorul aerului comprimat, a supapelor asamblate. Verificarea se face cu aer comprimat la presiunea de 5–6 kgf/cm², admiţîndu-se scăderea presiunii din rezervor cu o unitate sau două într-un timp bine determinat (stabilit pe cale experimentală) şi care depinde în principal de mărimea rezervorului de aer comprimat și de dimensiunile supapei. Setul de supape asamblate se împachetează în hîrtie cerată, ținîndu-se la loc uscat și temperatură constantă pînă la utilizare.

La fiecare demontare a supapelor sau la fiecare vizitare a lor se vor schimba în mod obligatoriu garniturile aflate între supape și cilindri și între supape și chiulase, avîndu-se grijă ca garniturile noi să aibă aceeași grosime. În caz contrar, există pericolul apariției scăpărilor de aer și a deformării chiulaselor.

Cu toate perfecționările aduse în ultimul timp supapelor, acestea rămîn totuși organul cel mai sensibil al compresorului modern, însă dacă sînt respectate unele prescripții elementare, pot fi evitate neplăcerile ce ar putea surveni.

De cele mai multe ori o defecțiune a supapelor nesesizată la timp duce la deteriorări importante ale compresorului, dacă el este lăsat să lucreze în aceste condiții. De aceea, la sesizarea unei abateri în funcționare a compresorului, dacă oprirea este posibilă, se va examina supapa în cauză. Înlocuirea cu un ansamblu complet de schimb se face repede și supapa scoasă trebuie trimisă la atelierul de recondiționare. În cazurile cînd se cere o siguranță deosebită în exploatare și cînd prin oprirea compresorului s-ar produce accidente sau pagube mari, trebuie schimbate elementele mobile ale supapei cu strictețe, la termenele indicate de uzina constructoare. Pentru a asigura o calitate corespunzătoare supapelor recondiționate, reparațiile trebuie să fie efectuate numai de către ateliere și personal specializat.

Atunci cînd se alege un compresor pentru un scop bine definit, trebuie să fie consultați specialiștii uzinelor constructoare, punîndu-le în acest scop la dispoziție cît mai multe date referitoare la condițiile de exploatare și compoziția gazelor cu care va lucra compresorul.

În timpul exploatării, în afară de atenția deosebită ce trebuie acordată aparatelor indicatoare, trebuie verificată periodic buna funcționare a dispozitivelor de reglare și a ventilelor de sens unic, a separatoarelor de apă și ulei, a dispozitivelor de curățare automată a filtrelor de aer, a sistemului de răcire etc.

Respectarea indicațiilor menționate permite înlăturarea — în marea majoritate — a defecțiunilor ce apar adesea în exploatare, din cauza supapelor.

CZ 669.71'5'721.018 : 620.179.2

Considerații privind sudabilitatea aliajelor AlZnMg prin procedeul MIG

Prof. ing. **Vladimir POPOVICI** – Institutul politehnic – Timișoara
Ing. **Sever SONTEA**

Procedeul de sudare MIG este folosit frecvent, mai ales la sudarea aluminiului și aliajelor sale. Extinderea acestui procedeu a fost determinată de cîteva avantaje pe care le prezintă în comparație cu procedeul WIG, cum ar fi : productivitate mai mare, posibilitatea de a utiliza sîrme subțiri și deci densități mari de curent. Ca dezavantaje față de procedeul WIG pot fi enumerate de exemplu : costul mai ridicat, cusături neuniforme și mai ales apariția aproape inevitabilă a porilor.

Aliajele AlZnMg se sudează cu bune rezultate prin acest procedeu, după cum rezultă și din literatura de specialitate [1, 2, 3]. În lucrarea de față se prezintă rezultatele experimentale obținute la sudarea unor aliaje de acest tip, precum și concluziile aferente.

Pentru experimentări au fost folosite mai multe variante tehnologice în funcție de calitatea materialului de bază sau a electrodului, de curentul și viteza de sudare folosite, după cum se arată în tabela 1.

Sudarea s-a făcut la o instalație de sudat de fabricație franceză tip SAFMIG–500. Instalația este utilizată de mai mulți ani la sudarea barelor conductoare ale băilor de electroliză a aluminiului de la Combinatul Slatina. Argonul utilizat a fost de proveniență indigenă cu puritatea de 99,9%. Pentru protecția băii de sudare s-a folosit o placă din cupru, pe care s-a realizat prin frezare un canal corespunzător (fig. 1).

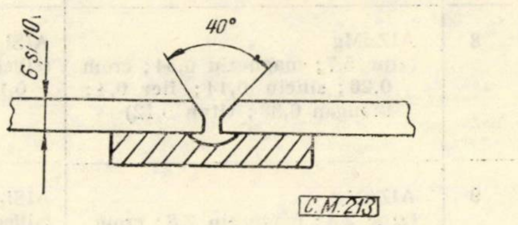


Fig. 1

În ceea ce privește calitatea sîrmei utilizate, se precizează următoarele : — sîrma $AlMg_5$

Tabela 1

Nr. variantei	Aliajul (compoziţie chimică)	Sîrma electrod (compoziţie chimică)	Grosimea tablei mm	Regimul tehnologic
1	2	3	4	5
1	AlZnMg (zinc 3,46 ; magneziu 1,85 ; siliciu 0,28 ; fier 0,3 ; mangan 0,02)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 200 A ; viteza de sudare 0,63 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
2	AlZnMg (zinc 4,9 ; magneziu 1,8 ; crom 0,26 ; siliciu 0,28 ; fier 0,5 ; mangan 0,36)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 170 A ; viteza de sudare 0,54 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
3	AlZnMg (zinc 4,9 ; magneziu 1,8 ; crom 0,26 ; siliciu 0,28 ; fier 0,5 ; mangan 0,36)	AlZnMg (zinc 3,43 ; magneziu 2,42 ; crom 0,06 ; siliciu 0,19 ; fier 0,42 ; mangan 0,12 ; zirconiu 0,10 ; titan 0,10)	6	2 straturi ; 180 A ; viteza de sudare 0,6 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
4	AlZnMg (zinc 4,9 ; magneziu 2,17 ; crom 0,19 ; siliciu 0,27 ; fier 0,6 ; mangan 0,66 ; titan 0,12)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 170 A ; viteza de sudare 0,7 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
5	AlZnMg (zinc 4,9 ; magneziu 2,17 ; crom 0,19 ; siliciu 0,27 ; fier 0,6 ; mangan 0,66 ; titan 0,12)	AlZnMg (zinc 3,43 ; magneziu 2,42 ; crom 0,06 ; siliciu 0,19 ; fier 0,42 ; mangan 0,12 ; zirconiu 0,10 ; titan 0,10)	10	3 straturi ; 180 A ; viteza de sudare 0,6 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 20 l/min ; pregătirea la capete 40°
6	AlZnMg (zinc 2,3 ; magneziu 2,4 ; crom 0,86 ; siliciu 0,24 ; fier 0,7 ; mangan 1 ; zirconiu 0,04 ; titan 0,10)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 170 A ; viteza de sudare 0,7 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
7	AlZnMg (zinc 2,3 ; magneziu 2,4 ; crom 0,86 ; siliciu 0,24 ; fier 0,7 ; mangan 1 ; zirconiu 0,04 ; titan 0,10)	AlZnMg (zinc 3,43 ; magneziu 2,42 ; crom 0,06 ; siliciu 0,19 ; fier 0,42 ; mangan 0,12 ; zirconiu 0,10 ; titan 0,10)	6	2 straturi ; 180 A ; viteza de sudare 0,6 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
8	AlZnMg (zinc 5,7 ; magneziu 0,54 ; crom 0,26 ; siliciu 0,14 ; fier 0,4 ; mangan 0,38 ; titan 0,12)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 170 A ; viteza de sudare 0,6 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
9	AlZnMg (zinc 2,8 ; magneziu 2,8 ; crom 0,15 ; siliciu 0,15 ; fier 0,36 ; mangan 0,23 ; titan 0,25)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4 ; mangan 0,1 ; fier 0,109)	6	2 straturi ; 180 A ; viteza de sudare 0,7 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 15 l/min ; pregătirea la capete 40°
10	AlZnMg (zinc 2,8 ; magneziu 2,8 ; crom 0,15 ; siliciu 0,15 ; fier 0,36 ; mangan 0,23 ; titan 0,25)	AlZnMg (zinc 3,43 ; magneziu 2,42 ; crom 0,06 ; siliciu 0,19 ; fier 0,42 ; mangan 0,12 ; zirconiu 0,10 ; titan 0,10)	10	3 straturi ; 180 A ; viteza de sudare 0,6 m/min ; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min ; consum de argon 20 l/min ; pregătirea la capete 40°

(Continuare) tabela 1

Nr. variantei	Aliajul (compoziţie chimică)	Sîrma electrod (compoziţie chimică)	Grosimea tablei mm	Regimul tehnologic
1	2	3	4	5
11	AlZnMg (zinc 4; magneziu 1,88; crom 0,7; siliciu 0,14; fier 1; mangan 0,95; zirconiu 0,12; titan 0,29)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4; mangan 0,1; fier 0,109)	6	2 straturi; 180 A; viteza de sudare 0,6 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 20 l/min; pregătirea la capete 40°
12	AlZnMg (zinc 4; magneziu 1,88; crom 0,7; siliciu 0,14; fier 1; mangan 0,95; zirconiu 0,12; titan 0,29)	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	6	2 straturi; 180 A; viteza de sudare 0,6 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 15 l/min; pregătirea la capete 40°
13	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	$AlMg_5$ (magneziu 5,2; fier 0,17; mangan 0,2; siliciu 0,1)	6	2 straturi; 180 A; viteza de sudare 0,6 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 15 l/min; pregătirea la capete 40°
14	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	$AlMg_5$ (magneziu 5,2; fier 0,17; mangan 0,2; siliciu 0,1)	10	3 straturi; 220 A; viteza de sudare 0,44 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 20 l/min; pregătirea la capete 40°
15	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4; mangan 0,1; fier 0,11)	6	2 straturi; 160 A; viteza de sudare 0,6 m/min; consum de argon 20 l/min; pregătirea la capete 40°
16	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4; mangan 0,1; fier 0,11)	6	Idem, în afara vitezei de sudare 0,8 m/min
17	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	$AlSi_5$ (siliciu 4,4; mangan 0,1; fier 0,11)	10	3 straturi; 180 A; viteza de sudare 0,7 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 20 l/min; pregătirea la capete 40°
18	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	AlZnMg (compoziţie asemănătoare metalului de bază)	6	3 straturi; 160 şi 180 A; viteza de sudare 0,62 m/min; consum de argon 15 l/min; pregătirea la capete 40°
19	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	AlZnMg (compoziţie asemănătoare metalului de bază)	10	2 straturi; 180 şi 200 A; viteza de sudare 0,6 m/min; consum de argo- 20 l/min; pregătirea la capete 4n°
20	AlZnMg (zinc 3,43; magneziu 2,42; crom 0,06; siliciu 0,19; fier 0,42; mangan 0,12; zirconiu 0,10; titan 0,10)	AlZnMg (zinc 2,8; magneziu 2,8; crom 0,15; siliciu 0,15; fier 0,36; mangan 0,23; titan 0,25)	6	2 straturi; 180 şi 200 A; viteza de sudare 0,85 m/min; viteza de înaintare a sîrmei 4 m/min; consum de argon 15 l/min; pregătirea la capete 40°

a fost realizată prin tragere, pornind de la electrozi Silex θ 3 de fabricație elvețiană cu lungimea de 540 mm, pînă la diametrul de 2,2 mm ; bucățile astfel realizate au fost sudate cap la cap prin procedeul WIG; porțiunile de sudură au fost prelucrate mecanic pentru respectarea diametrului de 2,2 mm, după care sîrma a fost din nou curățată mecanic, rulată pe tambur și păstrată în polietilenă.

Sîrma-electrod de calitate $AlSi_5$ este de fabricație străină (U. R. S. S.), iar restul sîrmei de tipul AlZnMg a fost elaborată în laborator [4].

După cum se observă din tabela 1, variantele tehnologice folosite pot fi grupate în două categorii. În primul rînd, cele de la numerele 1—12 privesc aliaje de aluminiu de tipul AlZnMg diferite din punct de vedere chimic, deformate prin forjare, sudate cu sîrmele de tipul $AlSi_5$ sau AlZnMg. Variantele de la nunerele 13—20 se referă la un alt aliaj AlZnMg, deformat prin laminare, care s-a sudat cu sîrme de tipul $AlSi_5$, $AlMg_5$ sau AlZnMg.

În afara acestei grupări, care ține seamă de compoziția chimică a aliajelor, s-a urmărit modificarea parametrilor tehnologici de lucru, cum ar fi viteza și curentul de sudare. Pentru table groase de 6 mm, viteza de sudare a variat de la 0,54 la 0,8 m/min, iar curentul de sudare între 160 și 200 A; pentru table groase de 10 mm viteza a variat între 0,44 și 0,7 m/min, iar curentul de la 180 la 220 A. De menționat că s-a încercat și sudarea tablelor groase de 4 mm, fără rezultate pozitive nici chiar la 140 A, întrucît pentru astfel de grosimi era necesar un grup de sudare la care se puteau obține curenți mult inferiori (100—120 A).

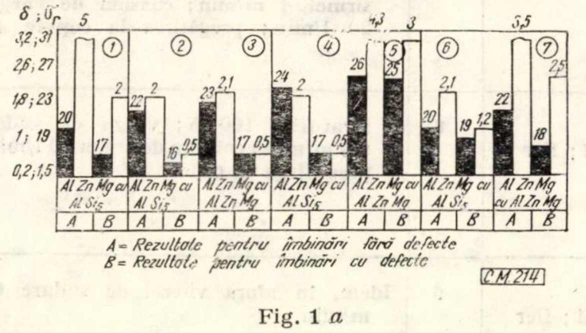


Fig. 1 *a*

Caracteristicile mecanice și calitatea îmbinărilor. Caracteristicile mecanice ale îmbinărilor au fost deduse cu ajutorul epruvetelor de încercări preluate din acestea. În același timp s-a executat un control radiografic și analize structurale menite să aducă informații suplimentare în legătură cu calitatea îmbinărilor realizate.

După cum este cunoscut, într-o zonă apropiată îmbinării se produce imediat după sudare o mișcare a durității. Urmărită în timp, după sudare duritatea în această zonă crește din nou datorită proprietății pe care o are aliajul de a se autodurifica prin simplă depozitare.

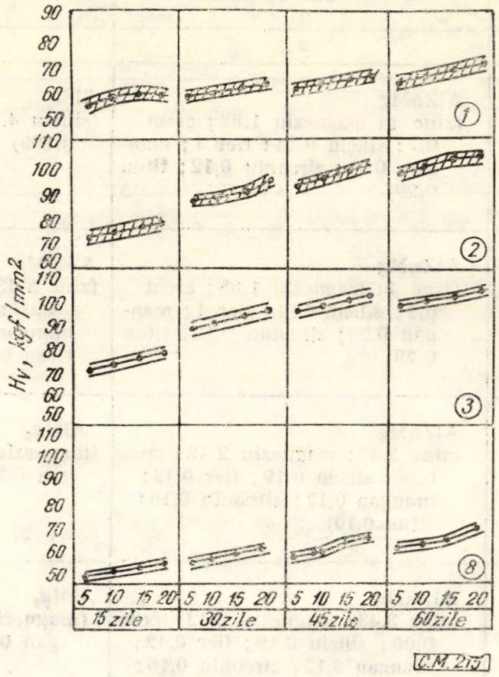


Fig. 2

În figura 1 a se prezintă rezultatele obținute la încercările mecanice asupra epruvetelor prelevate din îmbinări la variantele 1—7 din tabela 1.

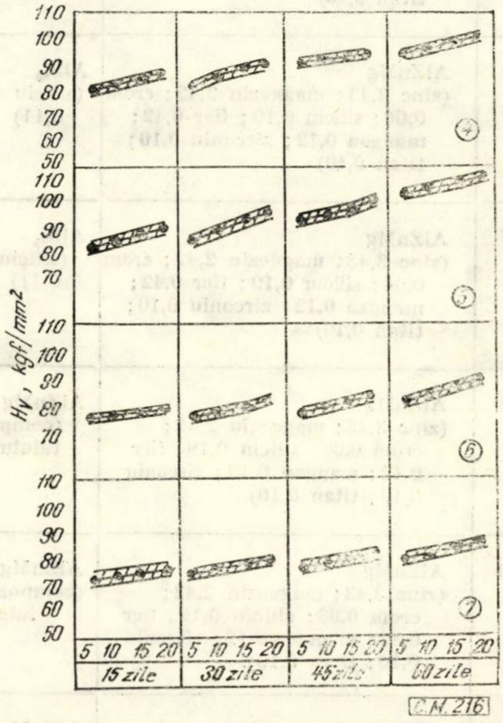


Fig. 3

Evoluția în timp a durității la aceleași variante este redată în figurile 2 și 3.

După cum se observă, la sudarea unui aliaj de aluminiu de tip AlZnMg din a cărui compoziţie chimică lipsesc cromul şi titanul deşi conţinutul de zinc şi magneziu este corespunzător, se obţin rezultate mai slabe în ceea ce priveşte rezistenţa la rupere, însă cu grad de plasticitate ridicat în comparaţie cu restul aliajelor. Între îmbinările fără defecte faţă de cele cu defecte, nivelul de rezistenţă ca şi alungirea scad. De asemenea, după cum se arată în figura 2, duritatea la acest material este inferioară celorlalte şarje şi cu grad scăzut de autodurificare.

Variantele tehnologice 2 şi 3 se referă la aliajul cu 4,9% zinc, 1,8% magneziu, 0,26% crom fără titan, sudat cu sîrmele-electrod Al Si_5 şi AlZnMg. Proprietăţile mecanice sînt superioare în comparaţie cu prima variantă. Sudarea cu sîrma AlZnMg dă rezultate superioare faţă de situaţia cînd se utilizează sîrma Al Si_5.

În ceea ce priveşte duritatea în zona de înmuiere de lîngă cordon se observă că la circa 30 de zile după sudare se ajunge la refacerea proprietăţilor de rezistenţă datorită procesului de autodurificare. Defectele care s-au identificat în îmbinare au forma unor pori dispuşi la baza cordonului. La folosirea sîrmei Al Si_5 s-au identificat circa 25 pori la o lungime de 100 mm de cordon. Efectul acestor defecte influenţează în mod substanţial caracteristicile mecanice. Structura îmbinării realizată cu sîrma Al Si_5 este exemplificată în figura 4, iar cea realizată cu sîrma AlZnMg în figura 5, ambele la mărire 120 :1.

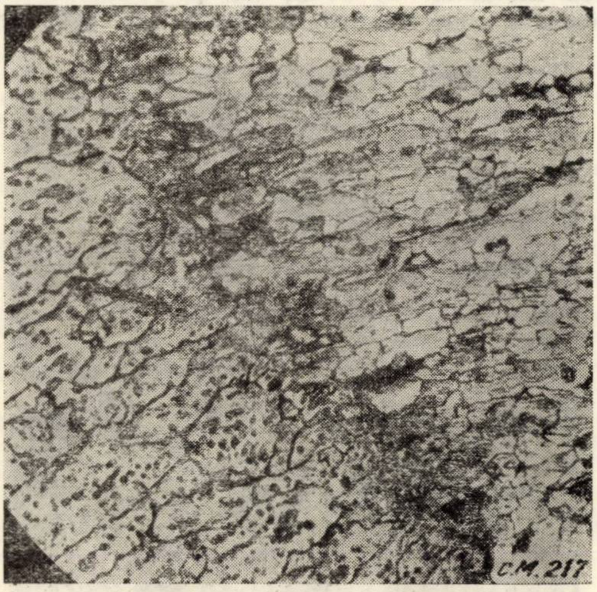


Fig. 4

În figura 4, între metalul de bază şi cel depus se remarcă o zonă de cristalizare reciprocă de lăţime mică (0,1 mm). Metalul de bază lîngă sudură prezintă o granulaţie fină (0,02–0,04 mm), iar sudura prezintă de asemenea o granulaţie dendritică de circa 0,04–0,05 mm. În figura 5 materialul de bază prezintă o granulaţie asemănătoare (0,02–0,04 mm), însă sudura are o structură mai omogenă ca granulaţie. Datorită compoziţiei chimice apropiate, zona de cristalizare intermitentă este aproape inexistentă.

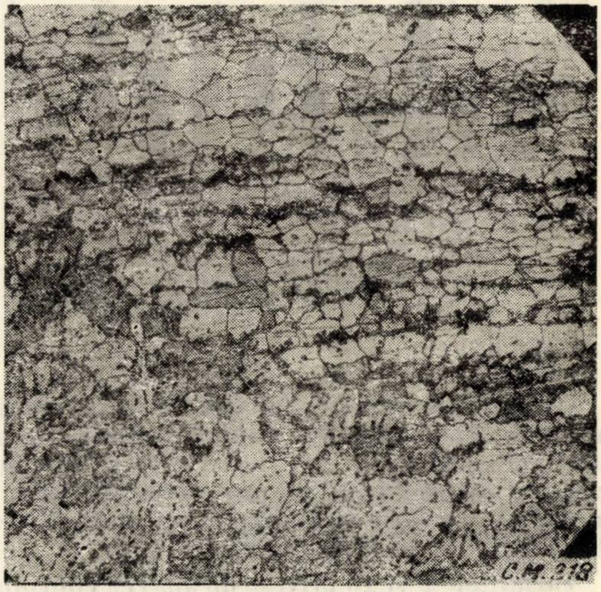


Fig. 5

Variantele tehnologice 4 şi 5 se referă la un aliaj de compoziţie chimică apropiată de cel mai înainte studiat, în afara faptului că are în compoziţie crom şi titan. Influenţa cromului se manifestă în primul rînd asupra caracteristicilor mecanice mult mai bune, atît în ipoteza utilizării sîrmei de Al Si_5, cît mai ales a celei de AlZnMg. Autodurificarea în zona influenţată termic se realizează în jurul a 30 de zile. Defectele identificate la controlul radiografic sînt de asemenea pori de formă perfect rotundă situaţi la baza îmbinării în lungul cordonului. Probele sudate cu sîrma $AlSi_5$ au în sudură o structură dendritică fină cu granulaţie de circa 0,03 mm. Materialul de bază în zona alăturată sudurii prezintă, pe o adîncime de 0,8 mm, o creştere a granulaţiei pînă la circa 0,05 mm faţă de 0,03 mm granulaţie normală a acestuia. Probele sudate cu sîrma AlZnMg nu prezintă acest fenomen, materialul de bază avînd granulaţia nemodificată, chiar lîngă îmbinare.

Variantele tehnologice 6 şi 7 se referă la sudarea aliajului de o compoziţie chimică puţin diferită, în care conţinutul de crom, fier şi mangan este superior celorlalte. Caracteristicile mecanice obţinute sînt inferioare variantelor 2–5.

În ceea ce priveşte structura la sudarea cu sîrma Al Si_5, se înregistrează acelaşi fenomen de creştere a granulaţiei în metalul de bază pe o adîncime de 1,5 mm (0,06 mm). Sudura prezintă o granulaţie dendritică fină. Defectele din îmbinare sînt pori şi nepătrunderi.

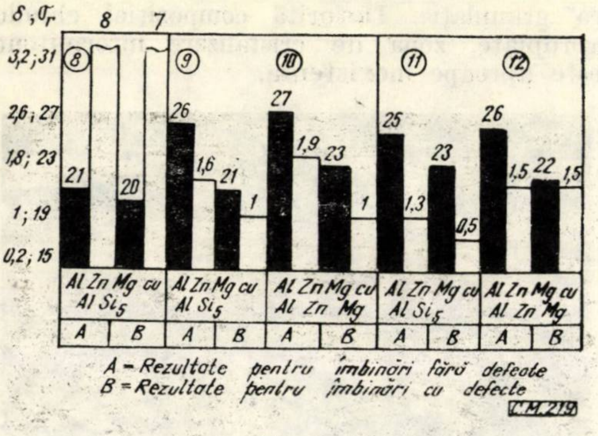


Fig. 6

Varianta 8 priveşte aliajul la care conţinutul de magneziu este minim. Datorită acestui fapt gradul de durificare este şi el mic, fapt ce se răsfrînge asupra caracteristicilor mecanice obţinute în îmbinări, ca şi duritatea după cum se arată în figurile 2 şi 6.

Variantele 9 şi 10 privesc un aliaj cu conţinut egal de zinc şi magneziu la care s-au sudat grosimea de 6 mm cu sîrma AlSi$_5$, iar grosimea de 10 mm cu sîrma AlZn Mg. Caracteristicile mecanice obţinute sînt arătate în figurile 6 şi 7, fiind superioare celorlalte variante de pînă acum. Defectele identificate sînt pori.

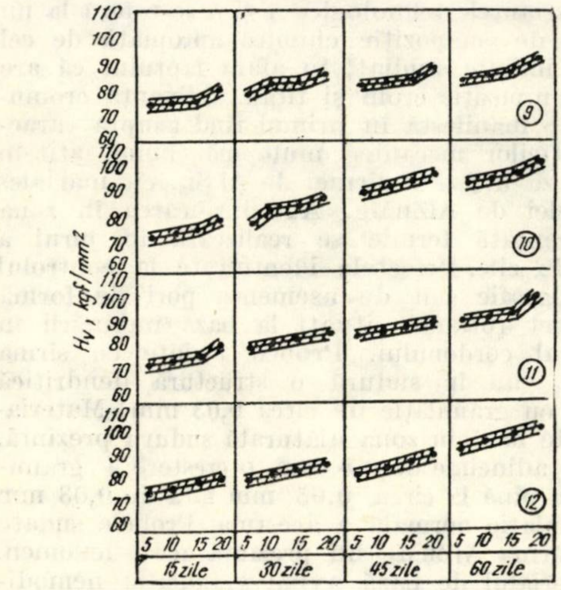


Fig. 7

În figura 8 se arată microstructura unei îmbinări făcută cu sîrma Al Si$_5$ unde se remarcă faptul că efectul căldurii produce o creştere a granulaţiei lîngă sudură, în materialul de bază, pe adîncimea de circa 1,5 mm pînă la 0,08 mm faţă de 0,03 mm.

În figura 9 se arată microstructura îmbinării cu sîrma AlZnMg. Se observă zona de cristalizare intermitentă lată de circa 0,4 mm datorită efectului de modificare, atît din partea metalului de bază, cît şi a sîrmei. Din aceasta cresc dendritele. Metalul de bază are apoi granulaţia mărită, pe adîncimea de 0,8 mm, de circa 0,06 mm.

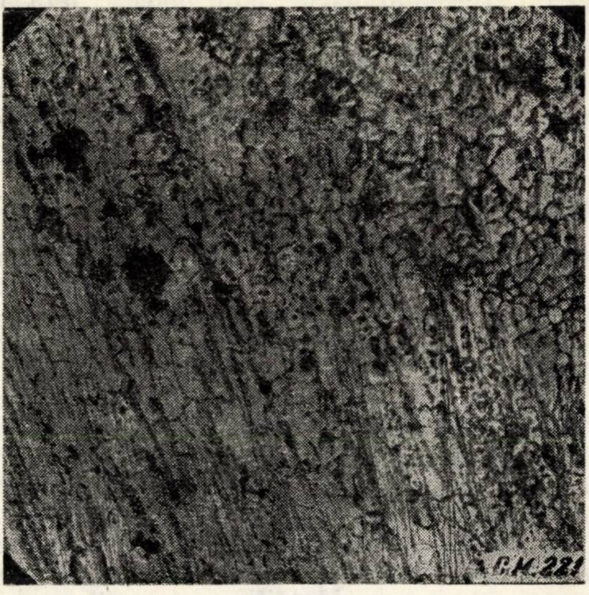


Fig. 8

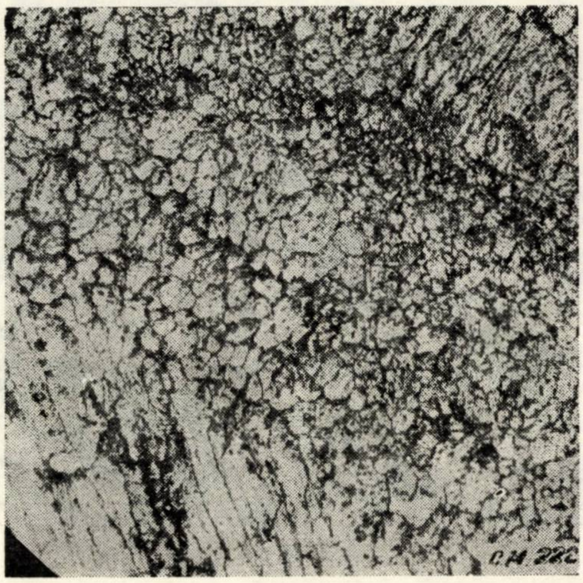


Fig. 9

Ţinind seamă că la varianta 10 s-au sudat grosimi de 10 mm, s-a studiat structura straturilor superioare a căror microstructură se arată în figura 10. Se remarcă o structură dendritică, iar la marginea grăunţilor se dispune faza durificantă.

Variantele 11 şi 12 se referă la o şarjă în care conţinutul de zinc şi magneziu este suficient pentru o durificare normală, însă cu concentraţii mari de fier, mangan şi crom. Din acest punct de vedere există o apropiere faţă de variantele 6 şi 7, în afara conţinutului de zinc şi magneziu. Proprietăţile mecanice obţinute, atît la sudarea cu sîrma $AlSi_5$, cît şi cu sîrma AlZnMg, sînt corespunzătoare. La analiza structurii acestor îmbinări se observă aceleaşi modificări de granulaţie în metalul de bază pe adîncimea de 0,8 mm.

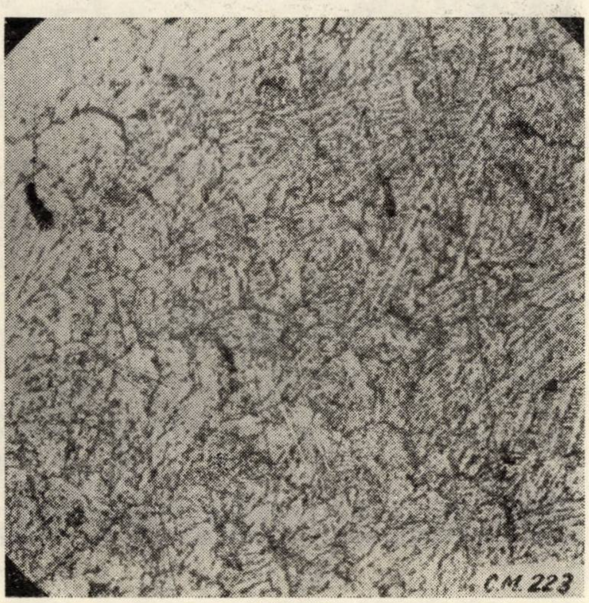


Fig. 10

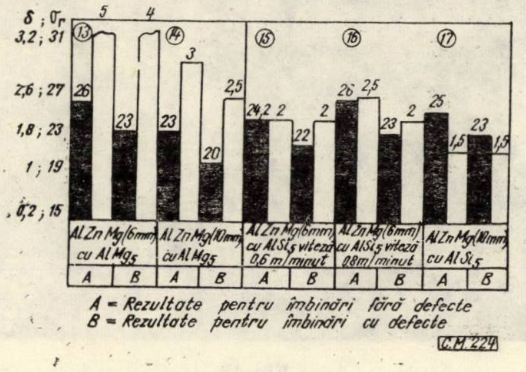


Fig. 11

Variantele 13—20 se referă la aliajul AlZnMg laminat, sudat cu sîrmele $AlSi_5$, $AlMg_5$ şi AlZnMg de aceeaşi compoziţie cu metalul de bază şi de compoziţia şarjei de la variantele 9—10.

Rezultatele obţinute la încercările mecanice sînt arătate în figurile 11—14.

Se remarcă caracteristicile superioare care se obţin cu sîrma $AlMg_5$, dar mai ales cu sîrma electrod de aceeaşi compoziţie. Defectele care au apărut la aceste variante sînt de forma porilor, cu puţine nepătrunderi. Datele referitoare la granulaţia identificată la aceste variante tehnologice sînt redate în tabela 2.

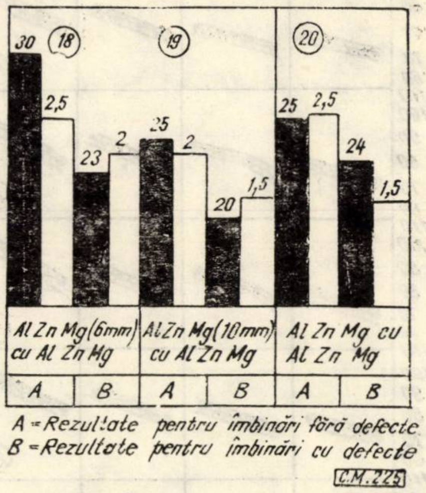


Fig. 12

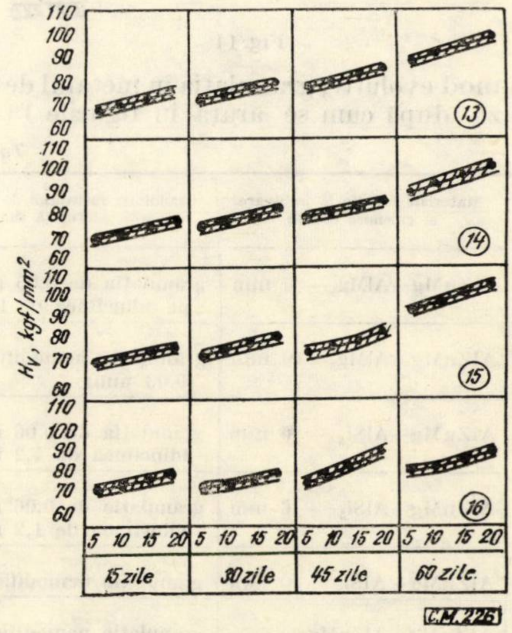


Fig. 13

Structura îmbinărilor este distinctă pentru fiecare dintre aceste variante. La îmbinarea aliajului cu grosimea de 6 mm cu sîrma $AlMg_5$ se remarcă efectul de difuzie, granulaţia fină în zona sudurii alăturată metalului de bază şi granulaţia crescută a metalului de bază în zona alăturată (fig. 15 şi 16).

Structura îmbinărilor realizate cu sîrma $AlSi_5$ se caracterizează uneori prin efecte de difuzie puternice, aşa cum se arată în figura 17.

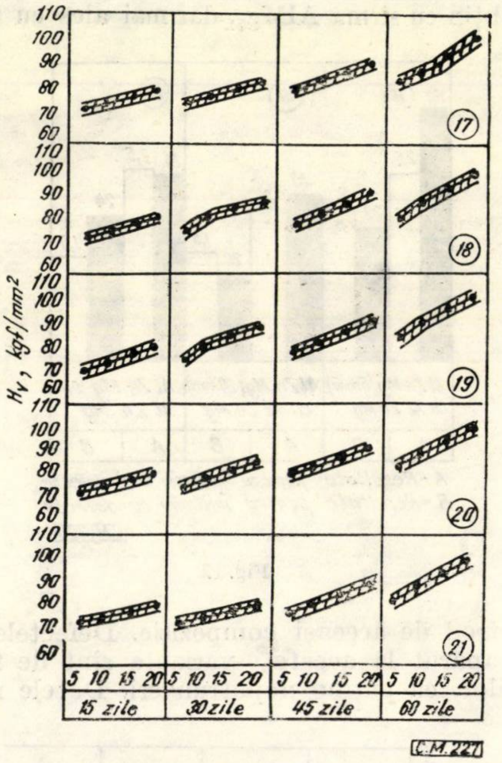


Fig. 14

În mod evolutiv, granulaţia în metalul de bază variază după cum se arată în figurile 18–20.

Tabela 2

Nr. variantei	Materiale folosite la îmbinare şi grosimea sudată	Granulaţia metalului de bază în zona alăturată sudurii
13	$AlZnMg-AlMg_5$ – 6 mm	granulaţia de 0,05 mm pe adîncimea de 1,2 mm
14	$AlZnMg-AlMg_5$ – 10 mm	granulaţia nemodificată (0,03 mm)
15	$AlZnMg-AlSi_5$ – 6 mm	granulaţia de 0,06 mm pe adîncimea de 1,2 mm
16	$AlZnMg-AlSi_5$ – 6 mm	granulaţia de 0,06 mm pe adîncimea de 1,2 mm
17	$AlZnMg-AlSi_5$ – 10 mm	granulaţie nemodificată
18	AlZnMg–AlZnMg – 6 mm (sîrmă de aceeaşi compoziţie cu metalul de bază)	granulaţie nemodificată
19	AlZnMg–AlZnMg–10 mm (sîrmă de aceeaşi compoziţie cu metalul de bază)	granulaţie nemodificată
20	AlZnMg–AlZnMg – 6 mm (sîrmă de compoziţie diferită faţă de metalul de bază)	granulaţie de 0,07 mm pe adîncimea de 1,5 mm

În figura 18 este reprezentată o zonă a sudurii şi a metalului de bază, în figura 19 aceeaşi zonă de lîngă sudură, iar în figura 20 materialul de bază într-o zonă mai îndepărtată, cu granulaţia normală.

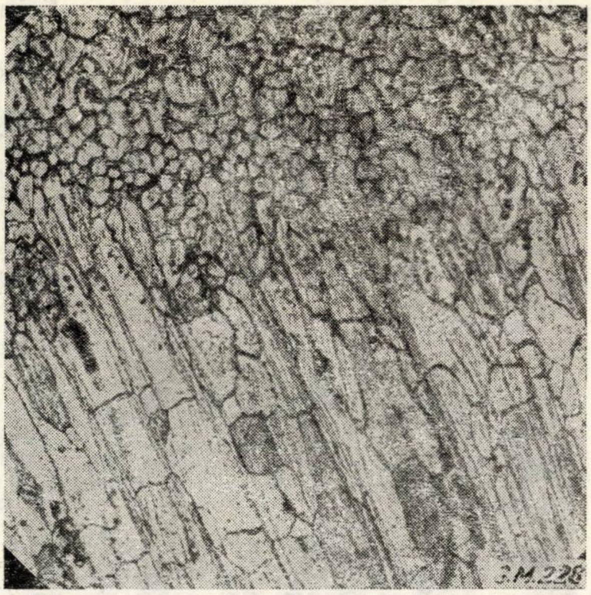


Fig. 15

De remarcat că la aceste îmbinări, uneori trecerea de la metalul de bază la sudură se face fără zone de interpătrundere şi difuzie, ca în figura 21.

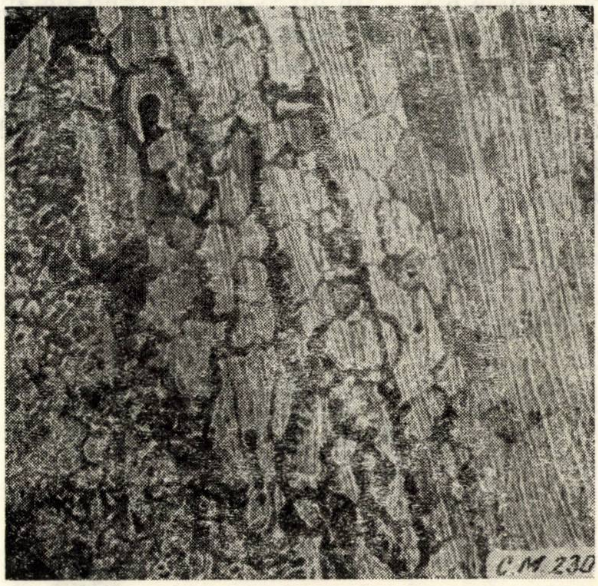


Fig. 16

La îmbinările aliajului cu sîrme de aceeaşi compoziţie se remarcă granulaţia aproape nemodificată lîngă sudură şi extrem de fină a metalului depus (fig. 22).

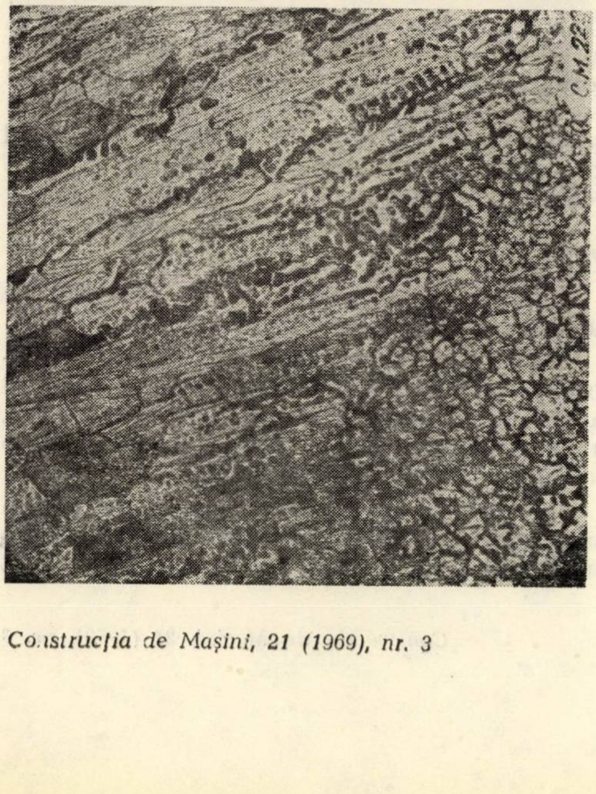


Fig. 17

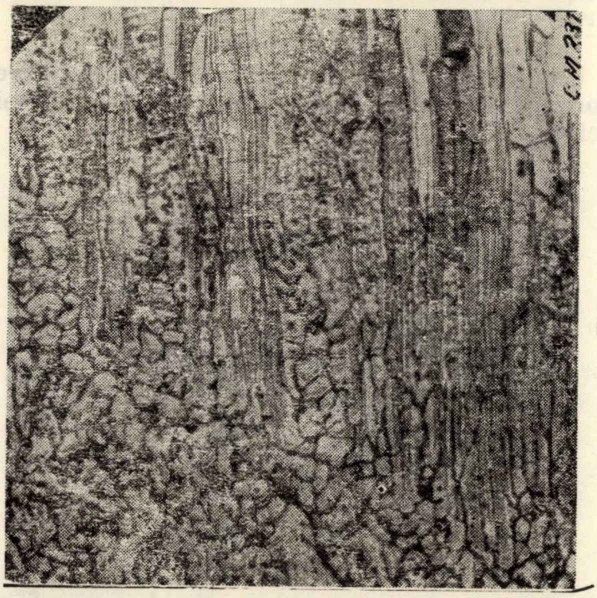


Fig. 18

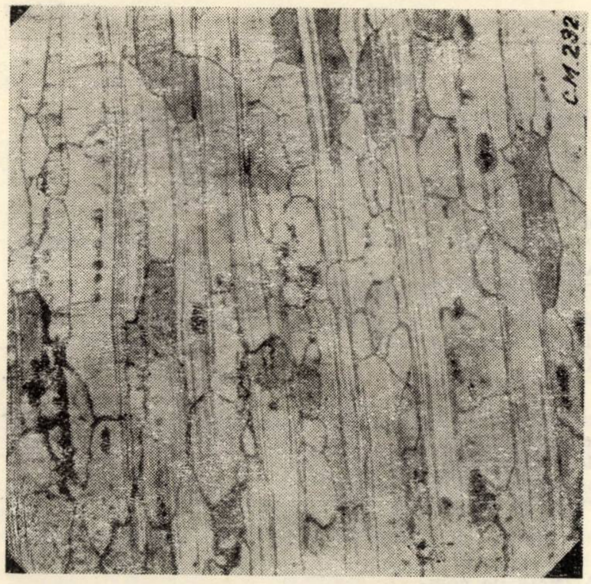


Fig. 19

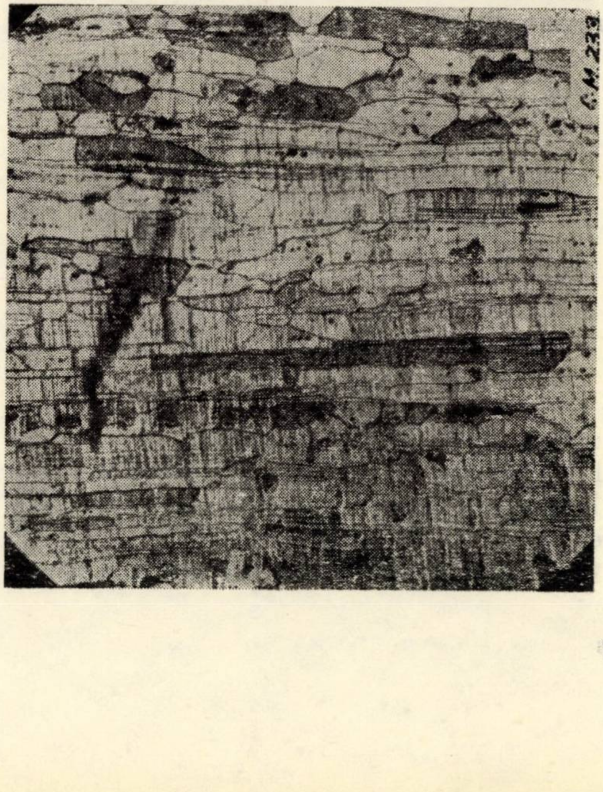


Fig. 20

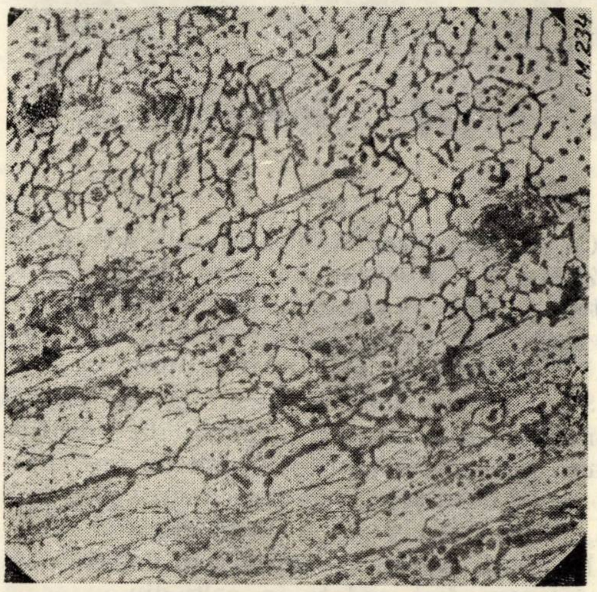


Fig. 21

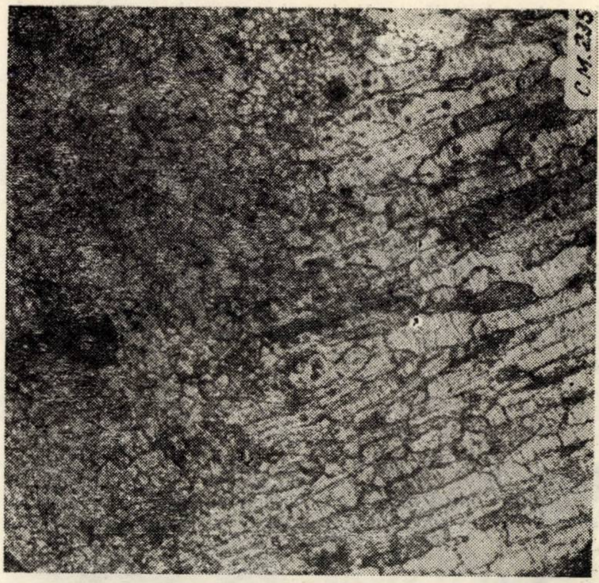


Fig. 22

La îmbinările aliajului cu sîrma-electrod AlZnMg de compoziţie diferită fenomenul de difuzie îşi face din nou apariţia ca şi la granulaţia crescută în metalul de bază (fig. 23).

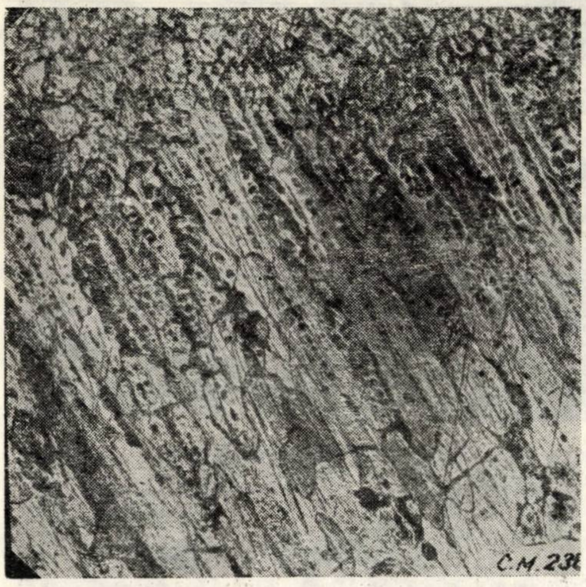


Fig. 23

Ca remarcă generală în cazul sudării cu sîrma AlZnMg s-a observat un grad de acoperire intens pe suprafaţa îmbinării şi o zonă de 30 mm pe materialul de bază lîngă sudură, cu o pojghiţă aderentă de culoare albă mat.

S-a efectuat analiza spectrală cantitativă pentru aceste straturi superficiale, identificîndu-se concentraţii procentuale de zinc superioare cu circa 40% şi de fier cu circa 80% faţă de compoziţia chimică a sîrmei-electrod.

În afara îmbinărilor cap la cap descrise mai înainte au fost sudate în colţ, din exterior, epruvete, după cum se arată în figura 24.

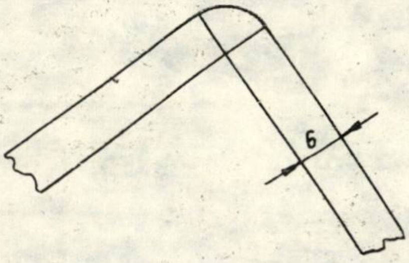


Fig. 24

Sudarea s-a făcut într-un singur strat, curentul fiind de 180 A, debitul de argon de 20 l/min.

Încercarea acestor epruvete s-a făcut la o presă de 30 t, după cum se arată în figura 25.

Rezultatele obţinute sînt arătate în tabela 3.

Tabela 3

Denumirea probelor	Unghiul de îndoire pînă la apariţia defectelor (media a 10 probe) grade	Forţa de îndoire pînă la apariţia defectelor (media a 10 probe) kgf	Caracterul ruperii
Probe sudate cu sîrma-electrod $AlMg_5$	28	145	în sudură cu nepătrundere
Probe sudate cu sîrma-electrod $AlSi_5$	40	118	în sudură cu defecte şi nepătrundere
Probe sudate cu sîrma-electrod AlZnMg de aceeaşi compoziţie	30	148	în sudură cu nepătrundere
Probe sudate cu sîrma-electrod AlZnMg de compoziţie diferită	29	142	în sudură cu nepătrundere

Unghiul de îndoire este acela la care se ajunge pornind de la 90° pînă în momentul apariţiei defectului.

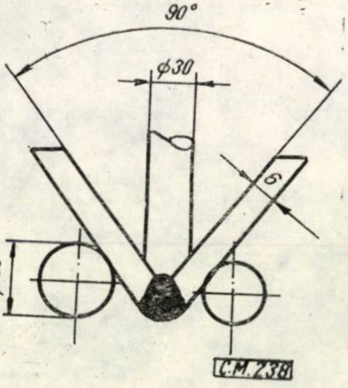


Fig. 25

Din rezultatele cuprinse în tabela 3 se remarcă faptul că cel mai mare unghi de îndoire îl prezintă materialul sudat cu sîrma $AlSi_5$, care însă are cea mai mică forţă de îndoire. Forţe mai mari prezintă sudurile efectuate cu restul sîrmelor, în primul rînd sîrma AlZnMg şi după aceea sîrma $AlMg_5$.

Concluzii :

— aliajele de aluminiu de tip AlZnMg se sudează corespunzător prin procedeul MIG;

— rezistenţa îmbinărilor sudate este superioară atunci cînd se lucrează cu sîrme-electrod de aceeaşi compoziţie cu metalul de bază sau cu sîrma-electrod $AlMg_5$ faţă de cazul cînd se lucrează cu sîrma-electrod $AlSi_5$;

— gradul de plasticitate maxim se atinge atunci cînd se lucrează cu sîrma-electrod $AlMg_5$ sau cînd metalul de bază are un conţinut scăzut de magneziu (varianta 8) sau este lipsită de crom (varianta 1);

— materialul de bază influenţează în mod direct rezistenţa la rupere şi restul proprietăţilor, din care cauză probele sudate cu sîrmele-electrod $AlSi_5$ şi AlZnMg se rup în sudură, iar cele sudate cu sîrma-electrod $AlMg_5$ se rup în zona de legătură de lîngă sudură;

— viteza de sudare influenţează în mod substanţial proprietăţile îmbinării, după cum se arată în figura 11;

— la sudarea cu sîrmă-electrod bogată în zinc (AlZnMg) se remarcă o vaporizare intensă a acestuia şi depunerea sub forma unei cruste aderente;

— la sudarea cu sîrme-electrod care au în compoziţie elemente modificatoare (titan, zirconiu) se identifică apariţia unei zone de întrepătrundere între metalul de bază şi metalul depus care se opune creşterii granulaţiei în zona de înmuiere;

— la sudarea cu sîrme-electrod de tipul $AlSi_5$ se remarcă totdeauna prezenţa granulaţiei crescute pe o adîncime de circa 0,8—1,2 mm în metalul de bază;

— defectele caracteristice ale acestor îmbinări sînt porii, de o formă perfect rotundă, care sînt dispuşi în lungul cusăturii la cele două margini ale bazei cordonului;

— cordonul de sudură are în general o formă neregulată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mantel, M.* Sudarea MIG a aliajelor din aluminiu. În: supliment la revista Aluminium, nr. 9, 1964.

[2] *La Velle, E. B., Stone, C. C.* Analiza procedeului de sudare MIG. În: Welding eng., nr. 10, 1966.

[3] I.I.S. Document XII—214—64.

[4] *Popovici, Vl., Şontea, S.* Electrozi pentru sudarea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg (lucrare nepublicată).

CZ. 629.113:621.838.22.001.3 ;539.62

Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii ambreiajului de automobil

Conf. ing. **Petre D. SIMA** — Institutul politehnic Braşov

Ambreiajul este un cuplaj care se introduce în transmisia automobilului, servind la decuplarea temporară şi la cuplarea lină a transmisiei cu motorul. Decuplarea se impune în momentul schimbării vitezelor sau la oprirea şi frînarea automobilului; cuplarea lină este necesară la demarare şi după schimbarea vitezelor. În condiţiile decuplării cutiei de viteze de motor cu ajutorul ambreiajului, pinioanele cutiei de viteze sînt supuse la solicitări minime, cuplarea lor avînd însă loc fără uzura sau — uneori — chiar ruperea acestora. Cuplarea lină a arborelului primar al cutiei de viteze cu arborele cotit al motorului, care are o turaţie mare, asigură creşterea treptată şi fără şocuri a solicitărilor dinţilor roţilor dinţate şi ale celorlalte organe ale transmisiei, fapt ce contribuie la micşorarea uzurilor evitînd, în acelaşi timp, posibilitatea ruperii lor.

Ambreiajele moderne trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:

— la decuplare, să izoleze rapid şi integral motorul de transmisie, creînd astfel posibilitatea schimbării vitezelor fără şocuri;

— la cuplare, să îmbine lin organele de antrenare cu cele antrenate în vederea evitării demarării bruşte a automobilului, fapt ce ar produce şocuri în mecanismele transmisiei, conducînd la suprasolicitarea pieselor acesteia şi deci la ruperea lor.

În stare cuplată, ambreiajul trebuie să asigure îmbinarea perfectă dintre motor şi transmisie, nepermiţînd patinarea discurilor.

În ceea ce priveşte demarajul, apare evidentă necesitatea ambreiajului dat fiind faptul că pornirea din loc a automobilului nu poate avea loc la turaţia zero a arborelui motor. Deoarece turaţia minimă stabilă a motoarelor de automobile este de circa 800 rot/min, demararea nu poate avea loc decît în aceste condiţii, realizabile numai prin închiderea ambreiajului în transmisia automobilului.

Cele mai răspîndite ambreiaje în construcţia de automobile sînt cele cu fricţiune, a căror funcţionare se bazează pe utilizarea forţelor de frecare care apar între suprafeţele în frecare respective.

În lucrare se face o analiză detaliată a cinematicii şi dinamicii ambreiajelor cu fricţiune, luîndu-se în considerare atît influenţa arborelului cotit şi a maselor aflate în directă legătură cu el, cît şi influenţa întregii mase a automobilului în mişcare de translaţie. Se studiază întîi influenţa ambreiajului asupra solicitărilor din angrenajele cutiei de viteze; se determină apoi lucrul mecanic de patinare a ambreiajului, necesar la stabilirea dimensiunilor acestuia. În fine, se prezintă bancul de probe pentru încercarea ambreiajelor de automobile realizat, sub îndrumarea autorului, în cadrul serviciului mecanic şef al Uzinelor de autocamioane Braşov, cu ajutorul căruia se fac încercări asupra ambreiajelor de fabricaţie românească.

Influenţa ambreiajului asupra solicitărilor din angrenajele cutiei de viteze. Rolul ambreiajului este, după cum s-a arătat, de a permite cuplarea şi decuplarea motorului de restul transmisiei automobilului.

Pentru a aprecia în ce măsură micşorează ambreiajul şocul roţilor dinţate în momentul angrenării lor, în figura *1* se prezintă o schemă convenţională din care rezultă modul în care acţionează ambreiajul la şocul dinţilor roţilor dinţate, cînd se schimbă poziţia lor de angrenare. Arborele *1* corespunde arborelui cotit al motorului, arborele *3* arborelui primar al cutiei de viteze, arborele *6* arborelui intermediar, iar arborele *9* arborelui secundar. Se notează prin J_m momentul de inerţie mecanic al arborelui cotit al motorului şi al maselor aflate în directă legătură cu el, prin J_3 momentul de inerţie al arborelui primar şi al maselor legate de el, prin J_6 momentul de inerţie al arborelui intermediar, prin J_9 momentul de inerţie al arborelui secundar şi prin J_t momentul de inerţie care ţine seamă de influenţa întregii mase a automobilului în mişcare de translaţie. Se notează de asemenea prin M_m momentul motor şi prin M_r momentul rezistent. Cuplarea vitezei se face prin deplasarea roţii dinţate *7*.

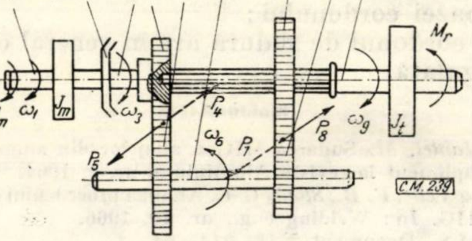


Fig. 1

Se presupune întîi că cuplarea vitezei se face fără să existe ambreiajul, adică există o legătură rigidă între arborii *1* şi *3*. În acest caz, se vor obţine următoarele relaţii între vitezele unghiulare ale arborilor ;

$$\omega_1 = \omega_3 ; \; \omega_6 = \frac{r_4}{r_5}\,\omega_3 = \frac{z_4}{z_5}\,\omega_1 ;$$

$$\omega_9 = \frac{r_8}{r_7}\,\omega_6 = \frac{r_4 \cdot r_8}{r_5 \cdot r_7}\,\omega_3 = \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}\,\omega_1,$$

z_i fiind numărul de dinţi ai roţilor dinţate. Se presupune de asemenea că, după punerea în viteză, viteza unghiulară a arborelui *9* a crescut de la valoarea iniţială ω_9 la o nouă valoare ω_9'. În acest caz, apar următoarele relaţii între vitezele unghiulare de rotaţie ale arborilor :

$$\omega_6' = \frac{r_7}{r_8}\,\omega_9' = \frac{z_7}{z_8}\,\omega_9' ; \; \omega_1' = \omega_3' = \frac{r_5}{r_4}\,\omega_6' =$$

$$= \frac{r_5 \cdot r_7}{r_4 \cdot r_8}\,\omega_9' = \frac{z_5 \cdot z_7}{z_4 \cdot z_8}\,\omega_9' = i_k\,\omega_9',$$

unde :

$$i_k = \frac{z_3 \cdot z_5}{z_4 \cdot z_8}$$

este raportul de transmitere al cutiei de viteze.

Descompunînd sistemul şi aplicînd fiecărui arbore în parte teorema momentului cinetic din mecanica clasică newtoniană, se obţine, în urma integrării, următorul sistem de ecuaţii :

$$\left.\begin{aligned} (J_9 + J_t)\,(\omega_9' - \omega_9) &= (r_7 \cdot P_7 - M_r)\,t ; \\ (J_m + J_3)\,(\omega_1' - \omega_1) &= (M_m - r_4 \cdot P_4)\,t ; \\ J_6\,(\omega_6' - \omega_6) &= (r_5 \cdot P_5 - r_8 \cdot P_8)\,t, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

t fiind timpul în care viteza unghiulară a arborelui secundar a crescut de la valoarea ω_9 la valoarea ω_9', iar viteza unghiulară a arborelui intermediar a crescut de la valoarea ω_6 la valoarea ω_6'.

Ţinînd seamă că : $P_5 = P_4$, $P_8 = P_7$, se obţine :

$$\left.\begin{aligned} (J_9 + J_t)\,(\omega_9' - \omega_9) &= (r_7 \cdot P_7 - M_r)\,t ; \\ (J_m + J_3)\,(\omega_1' - \omega_1) &= (M_m - r_4 \cdot P_4)\,t ; \\ J_6\,(\omega_6' - \omega_6) &= (r_5 \cdot P_4 - r_8 \cdot P_7)\,t. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Avînd în vedere că :

$$\omega_1 = i_k\,\omega_9 ; \; \omega_1' = i_k\,\omega_9' ;$$

$$\omega_6 = \frac{r_7}{r_8}\,\omega_9 = \frac{z_7}{z_8}\,\omega_9 ;$$

$$\omega_6' = \frac{r_7}{r_8}\,\omega_9' = \frac{z_7}{z_8}\,\omega_9',$$

rezultă viteza unghiulară a arborelui secundar :

$$\boxed{\omega_9' = \frac{\left(M_m - \dfrac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}\,M_r\right) t + \left[(J_m + J_3)\,i_k + J_6\,\dfrac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + (J_9 + J_t)\,\dfrac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}\right]\omega_9}{(J_m + J_3)\,i_k + J_6\,\dfrac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + (J_9 + J_t)\,\dfrac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}}} \quad (3)$$

Din ecuaţia (1) se determină impulsul momentului dinamic care apare atunci cînd se angrenează roţile dinţate fără ca în prealabil să se debreieze; se obţine:

$$P_7 \cdot r_7 \cdot t = \\ = \frac{(J_9 + J_t)\left(M_m - \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7} M_r\right) t}{(J_m + J_3)\, i_k + J_6 \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + (J_9 + J_t) \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}}. \quad (4)$$

Dinecuaţia (4) se vede că forţa dinamică P_7, care ia naştere între dinţii roţilor dinţate *7* şi *8* în momentul angrenării, este cu atît mai mare cu cît factorul $J_9 + J_t$ este mai ridicat. Prin urmare, şocul dintre dinţii roţilor dinţate se poate micşora reducînd momentul de inerţie care ţine seamă de influenţa masei automobilului în mişcare.

Relaţia (4) se mai poate scrie:

$$P_7 \cdot r_7 \cdot t = \\ = \frac{\left(\frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right)\left(M_m - \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7} M_r\right) t}{\left(1 + \frac{J_3}{J_m}\right) i_k + \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \left(\frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right) \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}}. \quad (5)$$

Neglijînd rapoartele mici:

$$\frac{J_3}{J_m}, \ \frac{J_6}{J_m}, \ \frac{J_9}{J_m},$$

se obţine expresia aproximativă a impulsului dinamic:

$$P_7 \cdot r_7 \cdot t = \frac{\frac{J_t}{J_m}\left(M_m - \frac{M_r}{i_k}\right) t}{i_k + \frac{J_t}{J_m} \cdot \frac{1}{i_k}} = \frac{J_t\,(i_k M_m - M_r)\, t}{i_k^2 J_m + J_t}. \quad (6)$$

Se consideră apoi o schemă cinematică prevăzută cu două ambreiaje (fig. 2); în acest caz $\omega_9 = \omega_{11}$.

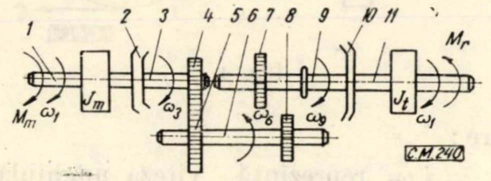


Fig 2

Dacă operaţia de angrenare a roţilor dinţate se face cu ambreiajul *10* debreiat, atunci momentul de inerţie $J_t = 0$ şi cuplul $M_t = 0$; impulsul momentului dinamic se calculează tot cu ajutorul relaţiei (4) şi este:

$$P'_7 \cdot r_7 \cdot t' = \frac{M_m J_9\, t}{(J_m + J_3)\, i_k + J_6 \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + J_9 \frac{z_4 \cdot z_8}{z_5 \cdot z_7}}. \quad (7)$$

Din relaţiile (4) şi (7) se obţine raportul $P'_7 t'/P_7\, t$ dintre impulsuri:

$$\boxed{\frac{P'_7\, t'}{P_7 \cdot t} = \frac{J_9\left[\left(1 + \frac{J_3}{J_m}\right) i_k + \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \left(\frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right)\frac{1}{i_k}\right] M_m}{(J_9 + J_t)\left[\left(1 + \frac{J_3}{J_m}\right) i_k + \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \frac{J_9}{J_m} \cdot \frac{1}{i_k}\right]\left(M_m - \frac{M_r}{i_k}\right)}.} \quad (8)$$

Neglijînd în relaţia (8) valorile mici ale rapoartelor:

$$\frac{J_3}{J_m}, \ \frac{J_6}{J_m} \ \text{şi} \ \frac{J_9}{J_m},$$

se obţine:

$$\frac{P'_7\, t'}{P_7\, t} = \frac{\left(i_k + \frac{J_t}{J_m} \cdot \frac{1}{i_k}\right) M_m}{i_k\left(1 + \frac{J_t}{J_9}\right)\left(M_m - \frac{M_r}{i_k}\right)} = \\ = \frac{i_k^2 + \frac{J_t}{J_m}}{i_k^2\left(1 + \frac{J_t}{J_9}\right)} \cdot \frac{M_m}{M_m - \frac{M_r}{i_k}}. \quad (9)$$

Din ecuaţia (9) se vede că reducerea impulsului dinamic în poziţia respectivă a ambreiajului este cu atît mai mare cu cît se reduce momentul de inerţie J_9 al părţii antrenoare a ambreiajului *10*.

Se consideră acum ipoteza că ambreiajul *2* este debreiat: înlocuind în formula (4) $M_m = J_m = 0$, se deduce formula impulsului cuplului $P''_7\, r_7\, t''$ atunci cînd în angrenare se găsesc roţile dinţate *7* şi *8*:

$$P''_7 \cdot r_7 \cdot t'' = -\frac{(J_9 + J_t)\, M_r\, t}{i_k^2 J_3 + i_k J_6 \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + J_9 + J_t}. \quad (10)$$

Raportul impulsurilor $P''_7\, t''/P_7\, t$ va fi deci:

$$\frac{P''_7\, t''}{P_7\, t_7} = \\ = -\frac{\left(1 + \frac{J_3}{J_m}\right) i_k^2 + i_k \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \left(\frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right)}{i_k^2 \frac{J_3}{J_m} + i_k \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \left(\frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right)} \times \\ \times \frac{M_r}{i_k M_m - M_r}. \quad (11)$$

Neglijînd rapoartele :

$$\frac{J_3}{J_m},\ \frac{J_6}{J_m}\ \text{şi}\ \frac{J_9}{J_m},$$

rezultă :

$$\frac{P_7'' t_7''}{P_7 t_7} = \frac{\left(1 + i_k^2 \frac{J_m}{J_t}\right) M_r}{M_r - i_k M_m}. \tag{12}$$

În conformitate cu ecuaţia (12), reducerea impulsului dinamic în această poziţie a ambreiajului este cu atît mai mare cu cît se reduce momentul de inerţie J_m.

Se calculează apoi raportul impulsurilor $P_7'' t''/P_7' t'$:

$$\frac{P_7'' t''}{P_7' t'} =$$

$$= -\frac{(J_9 + J_t)\left[\left(1 + \frac{J_3}{J_m}\right) i_k^2 + i_k \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \frac{J_9}{J_m}\right] M_r}{i_k J_9 \left(i_k \frac{J_3}{J_m} + i_k \frac{J_6}{J_m} \cdot \frac{z_4 \cdot z_7}{z_5 \cdot z_8} + \frac{J_9}{J_m} + \frac{J_t}{J_m}\right) M_m}. \tag{13}$$

Neglijînd rapoartele mici :

$$\frac{J_3}{J_m},\ \frac{J_6}{J_m}\ \text{şi}\ \frac{J_9}{J_m},$$

rezultă :

$$\frac{P_7'' t''}{P_7' t'} = -\left(\frac{J_m}{J_9} + \frac{J_m}{J_t}\right) \frac{i_k M_r}{M_m}. \tag{14}$$

Din (14) se vede că reducerea impulsurilor dinamice în această poziţie a ambreiajului depinde de reducerea momentului de inerţie J_m al arborelui cotit şi al maselor aflate în directă legătură cu el.

Determinarea lucrului mecanic de patinare al ambreiajului. În calculul de stabilire a dimensiunilor ambreiajului trebuie să se aibă în vedere ca acesta să poată transmite întregul cuplu dezvoltat de motor şi să reziste în condiţii optime la uzură şi încălzire.

Încălzirea pieselor ambreiajului este determinată pe de o parte de mărimea lucrului mecanic de patinare, iar pe de altă parte de masa pieselor care preiau căldura degajată. Calculul ambreiajului trebuie să ţină seamă în primul rînd de condiţiile în care patinează şi se încălzesc elementele sale de lucru.

Pentru determinarea timpului şi lucrului mecanic de patinare al ambreiajului, se presupune că ambreiajul cu fricţiune *2* (fig. 1) ambreiază cînd roţile dinţate *7* şi *8* se găsesc în angrenare şi că, în momentul ambreierii cuplajului cu fricţiune, viteza unghiulară ω_1 a arborelui cotit al motorului este mai mare decît viteza unghiulară ω_3 a arborelui primar al cutiei de viteze, cu alte cuvinte diferenţa $\omega_1 - \omega_3$ este pozitivă.

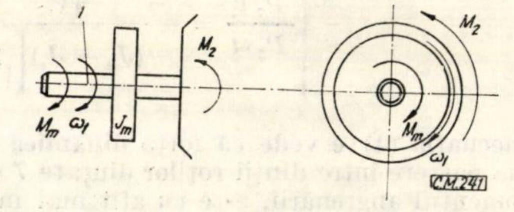


Fig. 3

Aplicînd teorema momentului cinetic arborelui *1* (fig. 3) pentru timpul infinit mic al ambreierii, se obţine în urma integrării ecuaţia :

$$J_m (\omega_0 - \omega_1) + M_2 t_0 = M_m t_0, \tag{15}$$

în care :

M_2 reprezintă momentul de frecare de alunecare al ambreiajului, presupus constant :

ω_0 — viteza unghiulară rezultantă a arborilor *1* şi *3* după ambreiere ;

t_0 — durata ambreierii.

Analog, pentru arborele *3* (fig. 4) se deduce ecuaţia :

$$J_3 (\omega_{03} - \omega_3) + r_4 \cdot P_4 \cdot t_0 = M_2 t_0, \tag{16}$$

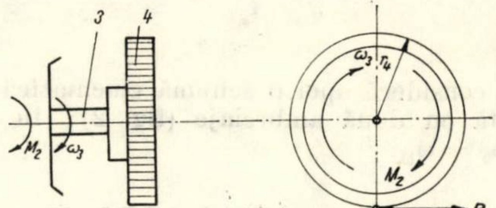


Fig. 4

în care :

$\omega_3 = i_k \omega_9$ reprezintă viteza unghiulară a arborelui primar în momentul în care începe ambreierea ;

$\omega_{03} = \omega_0$ viteza unghiulară a aceluiaşi arbore după t_0 secunde.

Pentru arborele intermediar (fig. 5) se obţine ecuaţia:

$$J_6\,(\omega_{06}-\omega_6)+r_8\cdot P_8\,t_0=r_5\cdot P_5\,t_0, \qquad (17)$$

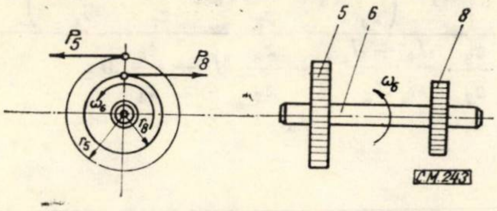


Fig. 5

în care:

$\omega_6=\dfrac{r_7}{r_8}\,\omega_9$ este viteza unghiulară a arborelui intermediar în momentul începerii ambreierii;

$\omega_{06}=\dfrac{r_4}{r_5}\,\omega_0$ — viteza unghiulară a arborelui scundar după t_0 secunde de la începutul ambreierii.

În fine, pentru arborele secundar (fig. 6) corespunde ecuaţia:

$$(J_9+J_t)\,(\omega_{09}-\omega_9)+M_r\,t_0=r_7\cdot P_7\,t_0, \qquad (18)$$

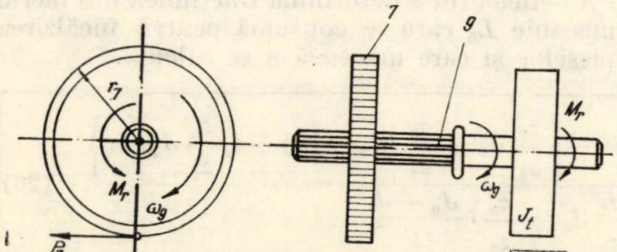


Fig. 6

unde:

ω_9 reprezintă viteza unghiulară a arborelui secundar în momentul în care începe ambreierea;

$\omega_{09}=\dfrac{r_4\,r_8}{r_5\,r_7}\,\omega_0$ — viteza unghiulară a arborelui secundar după t_0 secunde.

Ţinînd seamă că:

$$P_5=P_4\,;\quad P_8=P_7,$$

se obţine sistemul de ecuaţii:

$$\left.\begin{aligned}
&J_m\,(\omega_0-\omega_1)+M_2\,t_0=M_m\,t_0\,;\\
&J_3\,(\omega_0-i_k\,\omega_9)+r_4\cdot P_4\,t_0=M_2\,t_0\,;\\
&J_6\left(\frac{r_4}{r_5}\,\omega_0-\frac{r_7}{r_8}\,\omega_9\right)+r_8\cdot P_7\,t_0=r_5\cdot P_4\,t_0\,;\\
&(J_9+J_t)\left(\frac{r_4\cdot r_8}{r_5\cdot r_7}\,\omega_0-\omega_9\right)+M_r\,t_0=r_7\cdot P_7\,t_0.
\end{aligned}\right\} \qquad (19)$$

Eliminînd între ecuaţiile (19) forţele P_4 şi P_7, se poate determina viteza unghiulară rezultantă ω_0; se obţine:

$$\omega_0=\frac{\left[\dfrac{z_7}{z_8}\,J_6+\dfrac{z_8}{z_7}\,(J_9+J_t)+i_k\,\dfrac{z_5}{z_4}\,J_3\right]\omega_9+\left(\dfrac{z_8}{z_7}\,M_r-\dfrac{z_5}{z_4}\,M_2\right)\dfrac{J_m}{M_m-M_2}\,\omega_1}{\dfrac{z_5}{z_4}\,J_3+\dfrac{z_4}{z_5}\,J_6+\dfrac{z_8}{z_7}\cdot\dfrac{J_9+J_t}{i_k}+\left(\dfrac{z_8}{z_7}\,M_r-\dfrac{z_5}{z_4}\,M_2\right)\dfrac{J_m}{M_m-M_2}}. \qquad (20)$$

Din prima ecuaţie (19) se deduce timpul t_0 de ambreiere:

$$t_0=\frac{J_m}{M_m-M_2}\,(\omega_0-\omega_1), \qquad (21)$$

unde ω_0 este dat de relaţia (20).

Avînd în vedere relaţia (20), din (21) se vede că timpul de patinare t_0 poate fi arbitrar, depinzînd de relaţia dintre momentele M_m, M_r şi M_2.

Ţinînd seamă că momentele M_m, M_r şi M_2 se presupun constante, unghiul θ de patinare al ambreiajului este egal cu media vitezelor unghiulare de patinare înmulţită cu timpul de patinare t_0:

$$\theta=\frac{\omega_1-\omega_3}{2}\,t_0=\frac{\omega_1-i_k\,\omega_9}{2}\,t_0. \qquad (22)$$

Înlocuind t_0 cu expresia sa, rezultă:

$$\theta=\frac{\omega_1-i_k\,\omega_9}{2}\cdot\frac{\left[\dfrac{z_7}{z_8}\,J_6+\dfrac{z_8}{z_7}\,(J_9+J_t)+i_k\dfrac{z_5}{z_4}\,J_3\right]\omega_9-\left(\dfrac{z_5}{z_4}\,J_3+\dfrac{z_4}{z_5}\,J_6+\dfrac{z_8}{z_7}\cdot\dfrac{J_9+J_t}{i_k}\right)\dfrac{J_m}{M_m-M_2}\,\omega_1}{\dfrac{z_5}{z_4}\,J_3+\dfrac{z_4}{z_5}\,J_6+\dfrac{z_8}{z_7}\cdot\dfrac{J_9+J_t}{i_k}+\left(\dfrac{z_8}{z_7}\,M_r-\dfrac{z_5}{z_4}\,M_2\right)\dfrac{J_m}{M_m-M_2}}. \qquad (23)$$

Lucrul mecanic de patinare al ambreiajului L în timpul ambreierii sale se obţine înmulţind momentul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 cu unghiul de patinare θ:

$$L=M_2\cdot\theta=M_2\,\frac{\omega_1-i_k\,\omega_9}{2}\,t_0=$$

$$=\frac{1}{2}\,M_2\,(\omega_1-i_k\,\omega_9)\,\frac{J_m}{M_m-M_2}\,(\omega_0-\omega_1) \qquad (24)$$

sau în urma înlocuirii lui ω_0 cu expresia sa dată de (20):

$$L = \frac{\omega_1 - i_k\,\omega_9}{2} \cdot \frac{(M_m - M_2)\left\{\left[\frac{z_7}{z_8} J_6 + \frac{z_8}{z_7}(J_9 + J_t) + i_k \frac{z_5}{z_4} J_3\right]\omega_9 - \left(\frac{z_5}{z_4} J_3 + \frac{z_4}{z_5} J_6 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{J_9 + J_t}{i_k}\right)\omega_1\right\}}{(M_m - M_2)\left(\frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{J_3}{J_m} + \frac{z_4}{z_5} \cdot \frac{J_6}{J_m} + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{J_9 + J_t}{i_k J_m}\right) + \frac{z_8}{z_7} M_r - \frac{z_5}{z_4} M_2} \times$$

$$\times \frac{M_2}{M_m - M_2}. \tag{25}$$

Din ecuația (25) se vede că lucrul mecanic de patinare al ambreiajului depinde de diferența $\omega_1 - i_k\,\omega_9$ a vitezelor unghiulare. Micșorarea acestei diferențe produce o scădere foarte importantă a lucrului mecanic de patinare. Deoarece această diferență nu poate fi redusă practic la zero, la ambriere se consumă întotdeauna un anumit lucru mecanic de patinare L.

În cazul cînd se cuplează viteza de mers înapoi, la ambreiere se schimbă sensul de rotație al arborelui primar al cutiei de viteze. În acest caz trebuie schimbat termenul $i_k\ \omega_9$, ceea ce conduce la o creștere deosebit de mare a lucrului mecanic de patinare al ambreiajului.

Împărțind numărătorul și numitorul ecuației (25) prin momentul frecării de alunecare din ambreiaj M_2 și neglijînd rapoartele

$$\frac{M_m}{M_2} \text{ și } \frac{M_r}{M_2},$$

se obține următoarea expresie aproximativă a lucrului mecanic de patinare:

$$L = \frac{\omega_1 - i_k\,\omega_9}{2} \cdot \frac{J_m\left\{\left(\frac{z_5}{z_4} J_3 + \frac{z_4}{z_5} J_6 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{J_9 + J_t}{i_k}\right)\omega_1 - \left[\frac{z_7}{z_8} J_6 + \frac{z_8}{z_7}(J_9 + J_t) + i_k \frac{z_5}{z_4} J_3\right]\omega_9\right\}}{\frac{z_5}{z_4}(J_3 + J_m) + \frac{z_4}{z_5} J_6 + \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{J_9 + J_t}{i_k}}. \tag{26}$$

Aceasta este expresia lucrului mecanic de patinare al ambreiajului dacă masele care se rotesc liber se unesc, presupunînd date momentele lor de inerție.

Lucrul mecanic de patinare al ambreiajului provoacă uzura acestuia, din care cauză lucrul mecanic de patinare al ambreiajului raportat la unitatea de suprafață de ambreiaj, adică lucrul mecanic specific q are rolul unuia dintre indicii rezistenței la uzură a ambreiajului:

$$q = \frac{L_0}{S}, \tag{27}$$

în care S este suprafața totală a ambreiajului.

Încălzirea ambreiajului în timpul patinării exercită o mare influență asupra funcționării sale. Conductibilitatea termică a garniturii de fricțiune fiind foarte redusă, se poate admite că toată căldura care se degajă în timpul frecării este absorbită de piesele metalice în frecare. Timpul de patinare al ambreiajului fiind relativ scurt, iar cedarea de căldură mediului exterior neînsemnată, se impune ca piesele metalice ale ambreiajului să aibă o masă suficient de mare, pentru a putea prelua căldura în condiția de a se încălzi în limite admisibile.

Creșterea $T°$ a temperaturii pieselor ambreiajului în timpul patinării se poate determina cu relația:

$$T° = \frac{\alpha \cdot L_0}{427 \cdot c \cdot G}, \tag{28}$$

în care:

L_0 este lucrul mecanic de frecare, kgfm;

c — căldura specifică a pieselor (0,115 cal/grd C);

G — greutatea pieselor care se încălzesc, kgf.

Coeficientul α determină fracțiunea din lucrul mecanic L_0 care se consumă pentru încălzirea pieselor și care urmează a se calcula.

Din ecuația (28) se deduce masa pieselor ambreiajului care se încălzesc și pentru care încălzirea ambreiajului nu depășește o valoare dată; rezultă:

$$G = \frac{L_0}{49{,}105} \cdot \frac{\alpha}{T_0}, \text{ kgf.} \tag{29}$$

Variația greutății G a pieselor care se încălzesc în funcție de temperatura $T°$ de încălzire este hiperbolică, după cum se arată în figura 7.

Deoarece lucrul mecanic maxim de frecare se cheltuiește la pornirea automobilului, calculul ambreiajului la încălzire trebuie făcut începîndu-se de la condiția pornirii automobilului din loc. La schimbarea vitezei, lucrul mecanic de frecare al ambreiajului depinde în mare măsură de conducător. Astfel, dacă turația arborelui cotit pe de o parte și a arborelui primar al cutiei de viteze pe de altă parte se egalizează suficient de exact în momentul ambreierii, lucrul mecanic de frecare este foarte mic.

Pentru ca încălzirea să fie minimă, se recomandă ambreiajul cu un singur disc sau cu două discuri, la care discurile de presiune să fie destul de masive.

Încercarea ambreiajelor de automobil. Încercarea ambreiajelor se face cu scopul de a determina lucrul mecanic de patinare, rezistența la uzură a suprafețelor în frecare, de a studia condițiile cuplării și decuplării line, precum și regimul termic de funcționare al ambreiajului.

În vederea încercării ambreiajelor de automobile, s-a realizat sub îndrumarea autorului, un banc de încercări al ambreiajelor, în cadrul serviciului mecanic-șef al Uzinelor de autocamioane Brașov.

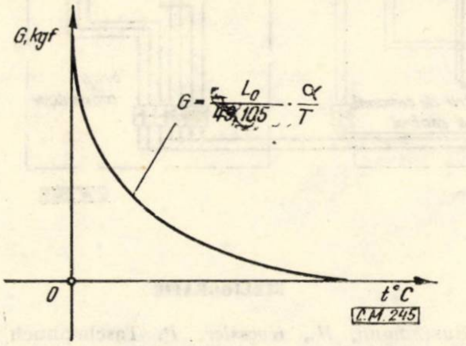


Fig. 7

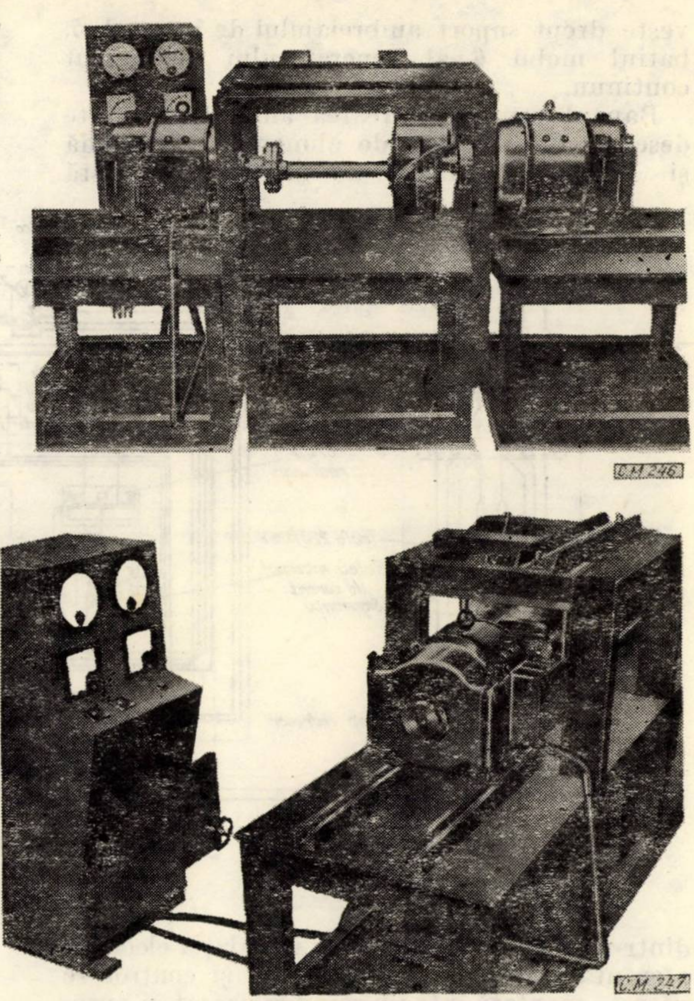

C.M. 246
C.M. 247

Fig. 8

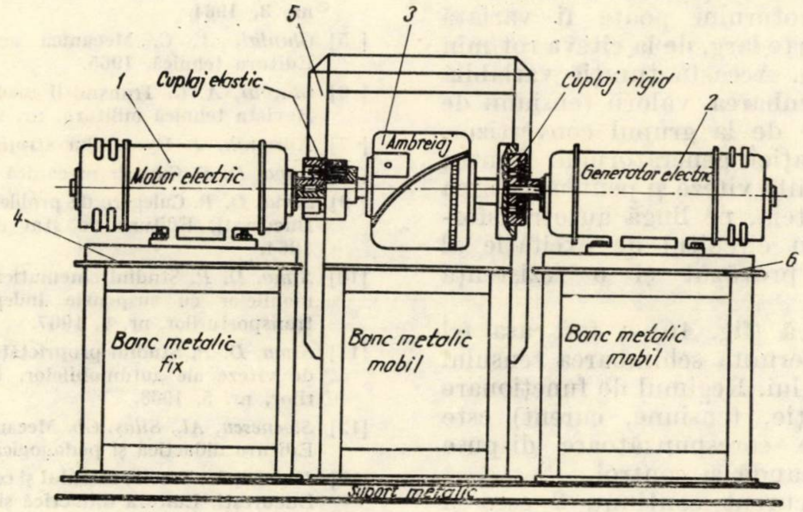

5
3
1
Cuplaj elastic
Cuplaj rigid
2
Ambreiaj
Motor electric
Generator electric
4
6
Banc metalic fix
Banc metalic mobil
Banc metalic mobil
Suport metalic
C.M. 248

Fig. 9

În figura 8 se prezintă vederea de ansamblu a bancului pentru încercarea ambreiajelor, ale cărui elemente componente sînt (fig. 9): motorul de curent continuu *1*, generatorul de curent continuu *2*, ambreiajul de încercat *3*, batiul imobil al motorului *4*, batiul mobil care serveşte drept suport ambreiajului de încercat 5, batiul mobil 6 al generatorului de curent continuu.

Bancul pentru încercarea ambreiajelor este deservit de instalaţii de alimentare, comandă şi control. Instalaţia de alimentare constă dintr-un grup convertizor cu instalaţia electrică aferentă. Instalaţia de comandă şi control se găseşte montată într-un pupitru aşezat în apropierea bancului. Motorul de curent continuu 1 care antrenează ambreiajul de încercat se află montat pe batiu, arborele său fiind prevăzut cu un cuplaj elastic care permite o asamblare uşoară. Turaţia motorului poate fi variată într-un domeniu foarte larg, de la cîteva rot/min la 3—4 000 rot/min. Această turaţie variabilă se obţine prin schimbarea valorii tensiunii de alimentare obţinute de la grupul convertizor, prin variaţia excitaţiei generatorului. Pentru obţinerea unei anumite viteze şi pentru reglarea cît mai fină a acesteia, pe lîngă autotransformatorul reglabil, în circuitul de excitaţie al generatorului s-a prevăzut şi o rezistenţă variabilă.

Instalaţia electrică (fig. 10) a fost aşa fel realizată, încît să permită schimbarea sensului de rotaţie al motorului. Regimul de funcţionare al motorului (turaţie, tensiune, curent) este sesizat de aparate corespunzătoare dispuse pe pupitrul de comandă şi control.

Generatorul de curent continuu 2 este şi el prevăzut cu un cuplaj elastic, care permite o asamblare uşoară; spre deosebire de motorul 1, este montat pe un batiu mobil 6 similar cu batiul 5. Generatorul are rolul de a lucra ca frînă, regimul de frînare putînd fi schimbat prin variaţia rezistenţei sale de sarcină. Parametrii de funcţionare, tensiune şi curent sînt determinaţi cu aparate corespunzătoare montate în pupitrul de comandă şi control. Astfel conceput, bancul permite încercarea ambreiajelor în diferite regimuri de funcţionare.

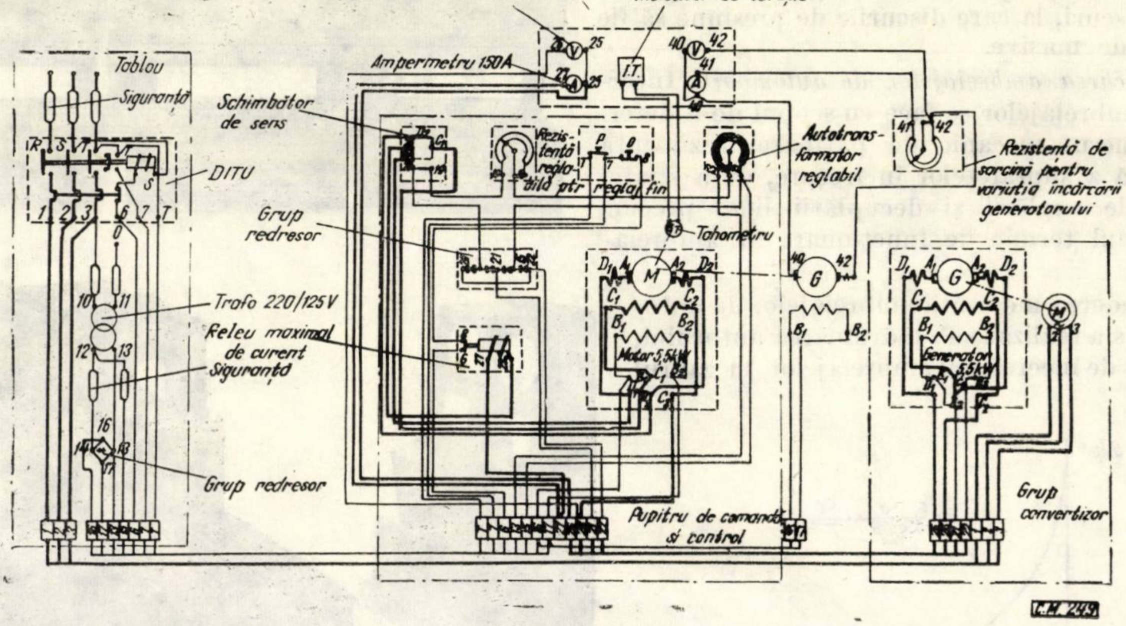

Voltmetru 150 Vcc
Indicator de turaţie
Ampermetru 150A
Tablou
Siguranţă
Schimbător de sens
Rezistenţă reglabilă ptr reglaj fin
Autotransformator reglabil
Rezistenţă de sarcină pentru variaţia încărcării generatorului
DITU
Grup redresor
Tahometru
Trafo 220/125V
Releu maximal de curent
Siguranţă
Grup redresor
I.T.
M
G
D1
A1
A2
D2
C1
C2
B1
B2
Motor 5,5 kW
Generator 5,5 kW
Pupitru de comandă şi control
Grup convertizor
R
S
T
V
A
P
0
1
2
3
6
7
10
11
12
13
16
14
18
17
25
27
40
41
42
C.M. 249

Fig. 10

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buschmann, H., Koessler, P.* Taschenbuch für den Kraftfahrzeug-Ingenieur. Stuttgart, 1963.

[2] *Bussien, R.* Automobiltechnisches Handbuch. Berlin.

[3] *Ciudakov, A. E.* Teoriia avtomobiliia. Moscova, 1950.

[4] *Dudiţă, Fl.* Regimuri tranzitorii în transmisia automobilului. În: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, 1964.

[5] *Ghiulai, A. C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[6] *Ghiulai, A. C.* Transmisii moderne de automobil. În: Revista tehnică militară, nr. 9, 1953.

[7] *Kozesnik, J.* Dynamika stroju. Praga, 1958.

[8] *Sima, D. P.* Curs de mecanică teoretică, 1963.

[9] *Sima, D. P.* Culegere de probleme de mecanică tehnică. Bucureşti, Editura de stat didactică şi pedagogică, 1964.

[10] *Sima, D. P.* Studiul cinematicii punţii din faţă a automobilelor cu suspensie independentă. În: Revista transporturilor, nr. 8, 1967.

[11] *Sima, D. P.* Studiul proprietăţilor dinamice ale cutiilor de viteze ale automobilelor. În: Revista transporturilor, nr. 5, 1968.

[12] *Stoenescu, Al., Silaş, Gh.* Mecanica teoretică. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1963.

[13] *Untaru, M.* Teoria, calculul şi construcţia automobilelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.

[14] *Untaru, M., Cîmpeanu, M., Seitz, N., Moscu, I.* Studiul şi experimentarea ambreiajelor destinate autobuzelor româneşti. În: Bul. Inst. politehnic Braşov, 1967.

[15] *Vîlcovici, V., Bălan, St., Voinea, R.* Mecanica teoretică. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[16] *Zimelev, G. V.* Teoria avtomobiliia. Moscova, 1959.

CZ 621-229.312 : 621-883

Construcţii de dispozitive agregat

Prof. ing. Ion STĂNESCU – Institutul politehnic Braşov
Asist. ing. Ion TUREAC – Institutul politehnic Braşov

În producţia de serie mică şi de unicate, echiparea maşinilor-unelte cu dispozitive speciale de fixare nu poate fi întotdeauna asigurată în timp util şi nici la un preţ de cost convenabil. Echipamentul tehnologic pentru astfel de producţii este caracterizat prin universalitate şi prin deservirea de către muncitori calificaţi. Se pot aminti astfel menghinele rotative şi înclinabile, universalele pentru strunguri şi maşinile de rectificat, capetele divizoare, mesele turnante etc.

Cu toate că aceste dispozitive au un mare grad de universalitate, domeniul lor de utilizare rămîne limitat. Aceasta cu atît mai mult cu cît producţia se diversifică şi cu cît alte ramuri industriale impun executarea în unicat sau serii de cîteva bucăţi a unor piese de forme şi dimensiuni foarte variate.

Cel mai bine corespund condiţiilor unor astfel de producţii dispozitivele agregat. Aceste dispozitive sînt executate din elemente şi subansambluri tipizate.

După terminarea lotului de piese pentru care au fost alcătuite, dispozitivele agregat se desmembrează în elementele lor componente, urmînd ca din acestea să se execute alte dispozitive pentru alte scopuri. Elementele şi subansamblurile au diferite forme geometrice şi diferite funcţiuni. Asamblarea lor se bazează pe dimensiuni multiple, convenţionale şi pe sistemul de îmbinare interschimbabil.

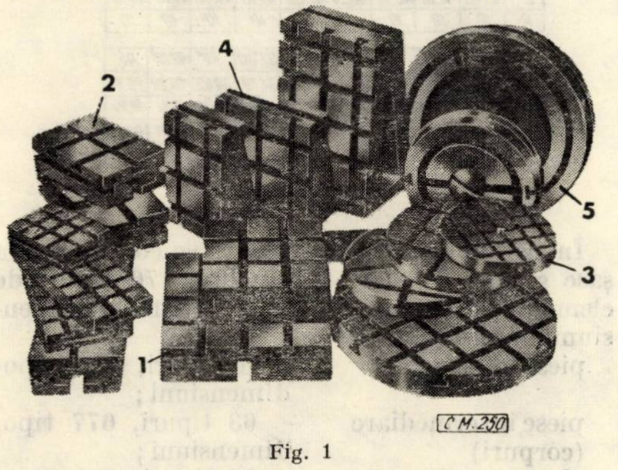


Fig. 1

Dintre elementele mai importante fac parte :

— plăcile de bază (fig. 1) de formă pătrată *1*, dreptunghiulară *2*, circulară *3* şi colţarele *4*;

— elementele de ghidare (fig. 2), printre care penele *1*, ştifturile *2*, discurile intermediare *3*, bucşele de ghidare fixe şi schimbabile *4* şi *5*, vîrfurile de centrare *6*, axele *7* şi coloanele *8*;

— elemente de fixare şi strîngere (fig. 3), a căror grupă este foarte numeroasă şi care este alcătuită din bridele *1*, ştifturile filetate *2*, buloanele speciale *3*, buloanele pentru articulaţii *4*, buloanele cu cap *T* *5*, şuruburile de fixare *6*, ştifturile *8*, piuliţele *9* şi şaibele *10*.

În figurile 4 şi 5 sînt prezentate o placă de bază circulară şi un reazem unghiular. Se remarcă prezenţa canalelor *T* în diferitele porţiuni ale acestor piese de bază, făcînd astfel posibilă fixarea celorlalte elemente ce compun dispozitivele. Acelaşi rol îl au găurile filetate executate în canalele *T* şi la intersecţia acestora, precum şi alezajele *A* de 45 mm diametru (fig. 4) şi de 16 mm diametru (fig. 5).

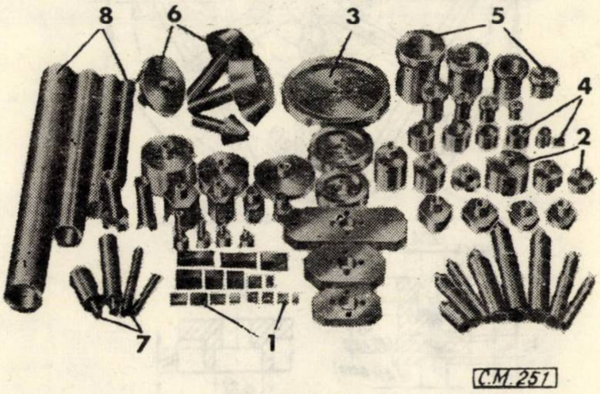


Fig. 2

Din elemente tipizate se pot asambla diferite dispozitive depinzînd de forma, dimensiunile şi particularităţile constructive ale pieselor ce se prelucrează, de felul operaţiei şi de precizia cerută.

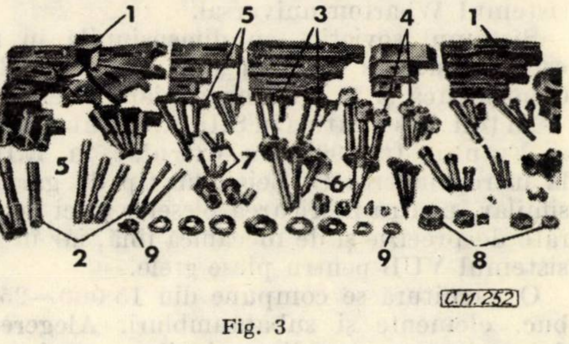


Fig. 3

Avantajele dispozitivelor din elemente şi subansambluri tipizate, în raport cu dispozitivele speciale se pot concretiza în :

— suprimarea totală a timpului de proiectare şi de execuţie, deci scurtarea la minimum a timpului de pregătire a fabricaţiei; în două pînă la opt ore se poate asambla orice dispozitiv pentru prelucrări mecanice, în timp ce pentru executarea unui dispozitiv special de complexitate medie ar fi nevoie de cel puţin 150 ore;

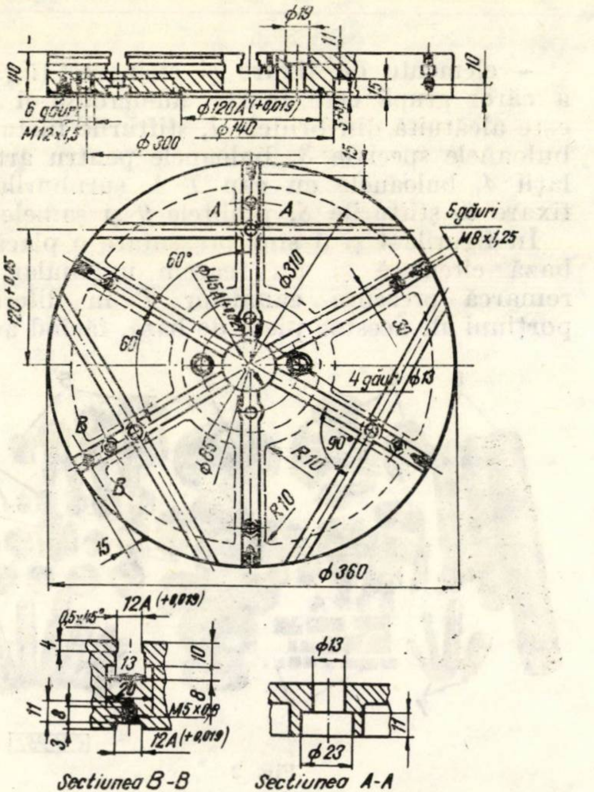

ϕ18
11
10
110
6 găuri
M12×1,5
ϕ120A(+0,019)
ϕ140
ϕ300
15
3+0,1
15
A
A
5găuri
M8×1,25
60°
ϕ45A(+0,027)
ϕ310
120+0,05
60°
30
4găuri ϕ13
B
B
90°
ϕ65
R10
R10
15
ϕ360
12A(+0,019)
0,5×45°
4
13
10
20
8
11
8
3
M5×0,8
12A(+0,019)
ϕ13
11
ϕ23
Secţiunea B-B
Secţiunea A-A
C.M.253

Fig. 4

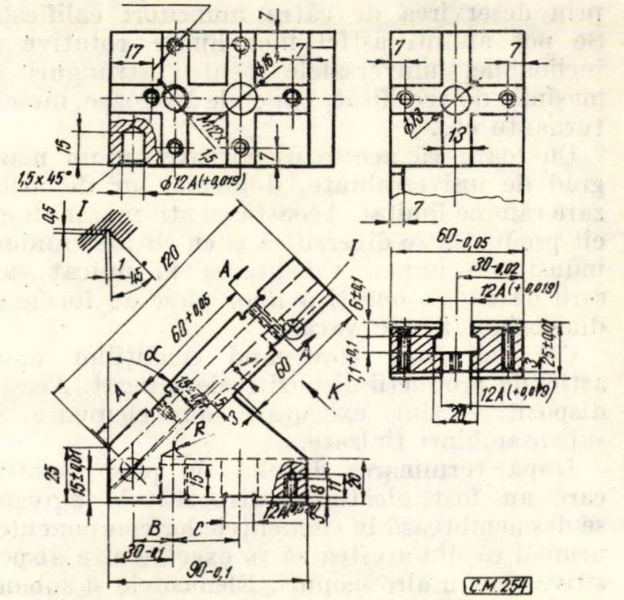
— suprimarea consumului de material care ar fi fost necesar la dispozitivele speciale.

Unele ţări cu industrie dezvoltată în construcţia de maşini au elaborat şi produs garnituri de elemente şi subansambluri tipizate. În U.R.S.S. există sistemul USP, iar în Anglia sistemul Wharton universal.

Sistemul sovietic, cu dimensiunile în mm, este folosit din 1957 în R.P. Polonă, R. S. Cehoslovacă şi R. P. Ungară, iar cel englezesc — în ţoli — s-a extins în S.U.A., Suedia, R. F.G. şi Franţa. În 1965 s-a executat în R.D.G., la întreprinderea C. Zeiss, un tip de garnituri similar, pentru fabricarea pieselor mici de aparate de precizie şi de mecanică fină, iar în 1960 sistemul VUB pentru piese grele.

O garnitură se compune din 15 000—25 000 buc. elemente şi subansambluri. Alegerea şi determinarea tipodimensiunilor unei garnituri este condiţionată de mărimea pieselor de prelucrat şi de particularităţile lor tehnologice. Din 25 000 buc. elemente şi subansambluri se pot realiza simultan 200—300 buc. dispozitive diferite şi, succesiv, peste 2 000 buc. dispozitive lunar. Pentru asamblarea dispozitivelor sînt necesare fie desenul piesei, fie o piesă de prelucrat. După asamblare, dispozitivul se fotografiază şi se extrag în tabelă elementele componente.

Elementele garniturii trebuie să reziste la asamblări repetate în decurs de circa 20 de ani, ceea ce implică folosirea unor oţeluri cu caracteristici ridicate. Dimensiunile acestor elemente sînt executate cu toleranţe de circa 0,01 mm, iar suprafeţele active se rectifică. Printr-un tratament termic corespunzător se asigură suprafeţelor active ale elementelor principale duritatea de 60—64 HRC şi de 40—45 HRC celor auxiliare.


10găuri M5×0,8
17
7
ϕ16
7
15
M12×1,5
7
1,5×45°
ϕ12A(+0,019)
7
7
ϕ13
13
7
0,5
I
1
45°
120
A
I
6±0,1
60+0,05
α
60
A
K
A
3
R
60-0,05
30-0,02
12A(+0,019)
7,1+0,1
25±0,01
12A(+0,019)
20
25
15±0,01
15
20
11
8
12A
B
C
30-0,1
90-0,1
C.M.254

α	2°30'	5°	7°30'	10°	12°30'	15°	17°30'	20°	22°30'
A	39,55	38,74	38,11	37,51	36,91	36,13	35,75	35,28	34,61
B	15,43	15,81	16,29	16,54	16,85	17,16	17,43	17,67	17,91
C	45,43	45,81	46,29	46,54	46,85	47,16	47,43	47,67	47,91
R	10	10	10	10	10	10	10	10	10

α	25°	27°30'	30°	32°30'	35°	37°30	40°	42°30'	45°
A	34,03	33,45	32,88	32,30	32,05	31,10	30,42	29,82	29,14
B	18,11	18,30	18,44	18,58	18,69	18,76	18,81	18,81	18,79
C	48,11	48,30	48,44	48,58	48,69	48,76	48,81	48,81	48,79
R	10	10	10	8	8	8	6	6	4

Fig. 5

În sistemul USP o garnitură se compune din şase grupe, în care sînt incluse 176 tipuri de elemente şi subansambluri şi 1 661 tipodimensiuni; astfel:

piese de bază	11 tipuri, 106 tipodimensiuni;
piese intermediare (corpuri)	63 tipuri, 677 tipodimensiuni;
elemente de aşezare	25 tipuri, 270 tipodimensiuni;
diferite piese	27 tipuri, 198 tipodimensiuni;
elemente de fixare şi reazem	31 tipuri, 363 tipodimensiuni;
subansambluri	19 tipuri, 47 tipodimensiuni.

Utilizarea unor dispozitive agregat din elemente şi subansambluri tipizate pentru diferite categorii de prelucrări mecanice, corespunzător condiţiilor cerute de producţie, se ilustrează prin cîteva exemple în cele ce urmează.

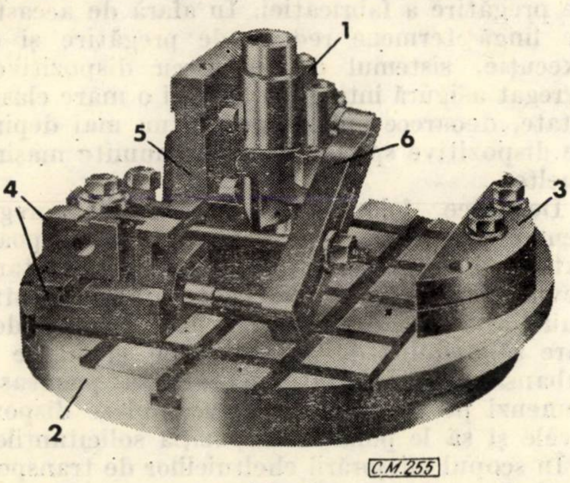


Fig. 6

Prelucrarea unor porţiuni excentrice ale racordului *1* (fig. 6) se realizează uşor pe strung. Poziţia corectă a piesei se asigură printr-un dispozitiv executat din 25 elemente tipizate, printre care placa de bază *2*, reazemele *4*, placa de ghidare *5*, brida *6* şi contragreutăţile *3*.

Un mare număr de piese de forme şi dimensiuni variate se prelucrează prin frezare. Dispozitivele din elemente tipizate destinate acestei categorii de prelucrări pot satisface circa 20% din totalul operaţiilor de frezare.

Pentru prelucrarea suprafeţei *A* a ramei *1* (fig. 7) se utilizează un dispozitiv care asigură o bună aşezare prin bolţul *2* şi o rigidizare prin şurubul *6* şi piuliţa *3*.

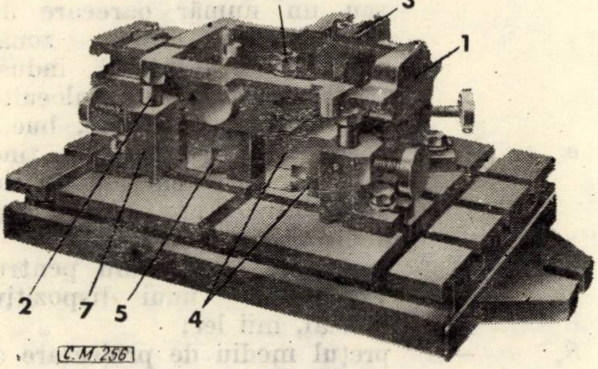


Fig. 7

Simpla înlocuire a prismelor *4* îmbinate cu pana *5* şi reglarea bolţurilor de aşezare *2* pot face dispozitivul utilizabil pentru o altă piesă, asemănătoare ca formă dar de dimensiuni diferite.

Alt dispozitiv (fig. 8) care serveşte pentru prelucrarea unei biele este realizat dintr-un număr minim de elemente. Cota 100 + 0,05 este uşor realizabilă. Construcţia ansamblului permite reglarea uşoară a distanţei dintre bolţurile de ghidare *2* şi *3* în scopul folosirii la prelucrarea altor piese de dimensiuni mai mari. Brida de fixare *4* asigură strîngerea pieselor care se prelucrează, iar prin intermediul elementelor de fixare *5*, *6*, *7* şi *8* se poate regla la dimensiunea pe care o necesită piesa.

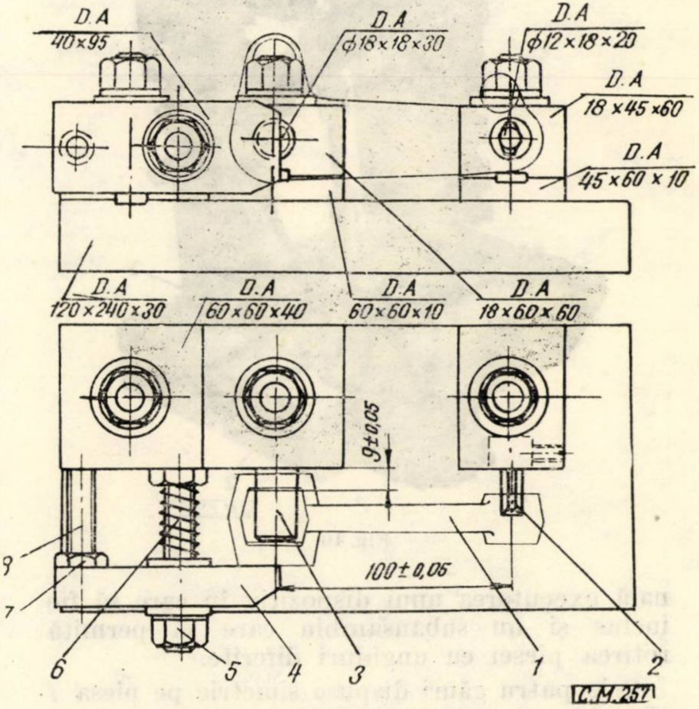


Fig. 8

Pentru frezarea simultană a mai multor piese, acestea se fixează fie în pachet (piesele mici), fie separat, într-un dispozitiv cu structura celui din figura 9. Strîngerea pieselor *1* se asigură cu ajutorul prismelor *3* acţionate cu hidroplast şi al bridei *2*, uşor reglabilă.

La găurire (şi în general la prelucrarea găurilor) dispozitivele agregat se pot aplica în

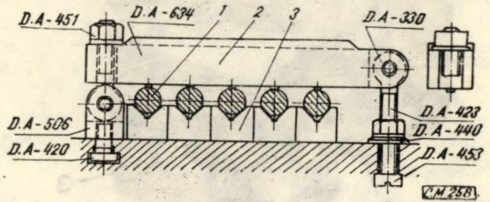


Fig. 9

proporţie de peste 70%, asigurînd obţinerea unor găuri în semifabricate, de forme complicate, sub unghiuri destul de dificile.

Executarea unei găuri în braţul *1* (fig. 10) sub unghiul impus de constructor se realizează pe un dispozitiv în care pe placa de bază *2* se fixează colţarul *3* care serveşte pentru orientarea semifabricatului, iar cu ajutorul bridei reglabile *4* şi al bucşei de ghidare *5* se poziţionează scula aşchietoare.

Pentru executarea mai multor găuri dispuse uniform pe circumferinţa unei piese este raţională executarea unui dispozitiv în care să fie inclus şi un subansamblu care să permită rotirea piesei cu unghiuri diferite.

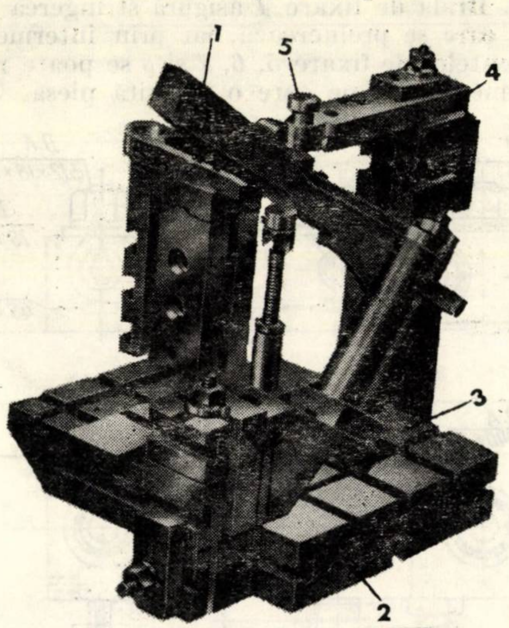


Fig. 10

Cele patru găuri dispuse simetric pe piesa *1* (fig. 11) se execută succesiv. Aducerea piesei în poziţia corespunzătoare se realizează cu ajutorul capului divizor *2*, iar poziţionarea sculei se face cu ajutorul bridei reglabile *4* şi al bucşei de ghidare *5*. Acelaşi dispozitiv poate servi şi pentru executarea găurilor cu alt diametru prin simpla schimbare a bucşei de ghidare. Executarea unor găuri plasate pe o circumferinţă mai mare se realizează pe acelaşi dispozitiv, după ce s-a reglat corespunzător brida de ghidare *4*.

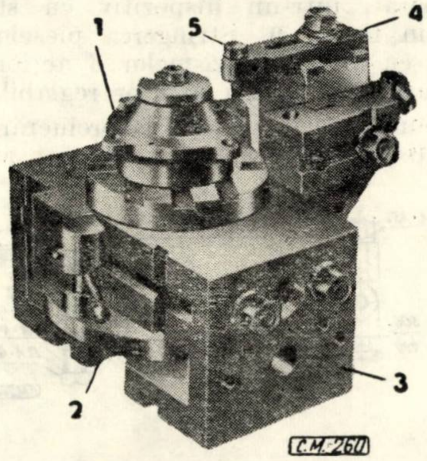


Fig. 11

Din exemplele care s-au prezentat, rezultă utilitatea dispozitivelor din elemente tipizate în vederea reducerii cheltuielilor şi a timpului de pregătire a fabricaţiei. În afară de aceasta, pe lîngă termene reduse de pregătire şi de execuţie, sistemul de lucru cu dispozitivele agregat asigură întregii producţii o mare elasticitate, deoarece multe operaţii nu mai depind de dispozitive speciale sau de anumite maşini-unelte.

Deoarece folosirea dispozitivelor agregat pentru prelucrarea pe maşini-unelte se poate extinde la un număr mare de uzine din ţară, devine utilă organizarea centralizată a distribuirii acestora, deci crearea unei întreprinderi care să dispună de garnituri de elemente şi subansambluri tipizate şi care să primească comenzi pe baza cărora să asambleze dispozitivele şi să le pună la dispoziţia solicitanţilor. În scopul micşorării cheltuielilor de transport şi al deservirii rapide, uneori este preferabilă existenţa unor baze regionale care să deservească uzinele aferente zonei respective. Alteori, este necesară organizarea chiar în cadrul marilor uzine a unor secţii de asamblare a acestor dispozitive.

Efectul economic anual rezultat din folosirea dispozitivelor agregat în locul altor dispozitive speciale se stabileşte prin relaţia:

$$E = A\left(c S_m + \frac{S_p}{T_i}\right) - (n S_u + S_a r \cdot A_i),$$

în care:

A reprezintă numărul de dispozitive speciale, necesar anual, pentru echiparea maşinilor din producţia de serie mică sau de serie (pentru o întreprindere sau un număr oarecare de întreprinderi dintr-o zonă, eventual o centrală industrială) care pot fi înlocuite cu dispozitive agregat, buc.;

c — coeficient prin care se ţine seamă de cheltuielile de amortizare şi preţul de montaj al dispozitivului special;

S_m — preţul de cost mediu pentru executarea unui dispozitiv special, mii lei;

S_p — preţul mediu de proiectare a dispozitivelor speciale, mii lei;

T_i — durata medie de executare a semifabricatelor, ani;

S_u — preţul de cost uzinal al unui complet de elemente tipizate, lei;

S_a — preţul mediu, uzinal, de asamblare a unui dispozitiv, lei;

n — coeficient prin care se ţine seamă de cheltuielile de amortizare, pierderi şi repararea completului de elemente şi de preţul de executare a unor elemente speciale;
r — repetarea aceluiaşi ansamblu într-un an;
A_i — cantitatea de elemente tipizate necesare.

Un set cuprinzînd 4 378 elemente cu 96 de tipuri şi 377 dimensiuni executat în 1957 la Uzinele mecanice Cluj a fost amortizat în decurs de trei ani. Din aceste elemente s-au realizat dispozitive pentru găurire, strunjire şi frezare în vederea prelucrării unor piese în loturi de 10—15 buc. O parte din elemente au fost folosite cu bune rezultate în sculărie şi la secţia mecanic şef.

În scopul asamblării dispozitivelor agregat este necesar să se transmită bazei un desen al piesei şi, dacă este posibil, chiar un semifabricat (în cazul loturilor mai mari). Pe baza acestora se aleg elementele corespunzătoare, se asamblează, se face proba dispozitivului care apoi este expediat (însoţit de instrucţiunile legate de modul de exploatare şi eventual de modul cum s-ar putea adapta pentru alte operaţii asemănătoare cu cea pentru care a fost executat) beneficiarului.

Bazele de asamblare şi distribuire trebuie să fie organizate în aşa fel încît să permită: împrumut de dispozitive pe termen scurt, o singură dată; împrumut pe termen scurt, repetat; împrumut pe termen mai lung, o singură dată.

Împrumutul pe termen lung se practică mai rar, mai ales la producţia de serie cînd se defectează unele dispozitive speciale aflate în exploatare sau cînd trebuie făcute modificări constructive ale acestora, în scopul îmbunătăţirii calităţii produsului şi fără întreruperea procesului de fabricaţie. Se face împrumut pe termen mai lung şi în cazurile în care se urmăreşte scurtarea perioadei de asimilare a unui produs nou sau cînd în fluxul tehnologic apar aglomerări la anumite operaţii datorite unei aprovizionări defectuoase sau perturbărilor de altă natură, urmînd ca dispozitivul să servească pentru executarea în paralel a aceleiaşi operaţii.

În producţia de serie trebuie urmărită frecvenţa împrumutului. Dacă este nevoie să se împrumute de mai multe ori într-o perioadă scurtă de timp şi dacă dispozitivul agregat nu poate asigura precizia impusă piesei, atunci se va recurge la proiectarea unui dispozitiv special. În restul cazurilor, este avantajoasă folosirea dispozitivelor agregat luate cu împrumut.

Împrumutul pe termen scurt, la intervale mai mari de timp, este economic întotdeauna ca şi împrumutul pe termen scurt o singură dată.

Preţul de împrumut al unui dispozitiv agregat se poate stabili cu aproximaţie prin relaţia:

$$P_A = P_{i1}\frac{n}{n_q} + K_M \text{ (lei/an)}.$$

în care:

P_A este costul împrumuturilor, lei/an;
P_{i1} — preţul de împrumut o singură dată;
n — numărul de piese prelucrate sau controlate în decurs de un an;
n_q — numărul de piese prelucrate sau controlate la un singur împrumut;
K_M — costul alegerii elementelor, al subansamblurilor şi costul asamblării lor.

În structura formulei, raportul $\frac{n}{n_q}$ reprezintă numărul limită de împrumuturi şi se rotunjeşte la valoarea întreagă.

Relaţia de calcul a preţului de împrumut nu ţine seamă de faptul că, pentru cel de al doilea împrumut sau pentru următoarele, preţul este mai mic cu 10—20%. Scăderea lui este o urmare a cunoaşterii elementelor şi subansamblurilor necesare. Ele au fost stabilite cu ocazia primului împrumut şi indicate în fotografia dispozitivului.

Pentru a putea fi regăsit uşor, fiecare element indicat în fotografie poartă un număr.

În concluzie, eficacitatea dispozitivelor agregat este asigurată în următoarele cazuri:

— în producţia de unicate, pentru prototipuri, seria zero, loturi de verificare pentru unele produse noi şi pentru locuri strangulate; în aceste situaţii, hotărîtoare este economia de timp;

— în producţia unor piese de schimb necesare pentru repararea maşinilor mai vechi, pentru care fabrica producătoare nu mai dispune de utilajul iniţial;

— în experimentarea unor tehnologii noi pentru unele produse noi sau pentru produse care se şi execută, dar se caută o altă variantă tehnologică mai corespunzătoare.

Procedeul se dovedeşte de asemenea eficient ca intervenţie operativă în cazurile cînd se schimbă forma semifabricatului în scopul îmbunătăţirii caracteristicilor lui şi se urmăreşte ca, prin folosirea acestor dispozitive agregat, să nu se întrerupă procesul de producţie pînă la executarea dispozitivului special.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Koch, K. H.* Vorrichtungsbaukasten nach dem Nutsystem. Z.I.F. Karl Marx Stadt.

[2] *Melamed, G. I.* ş.a. Maşini-unelte agregat. Moscova, 1964.

[3] *Radeţki, V.* Organizarea gospodăriei SDV. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[4] *Kuzneţov, V. S.* şi *Ponomarev, V. A.* Universalino sborvle prisposoblenia v maşinostroenii. Moscova, 1962.

CZ 667.645 : 66.047.355

Uscător pentru piese vopsite cu transportor suspendat

Ing. **Roland WARGA** – Uzina Tractorul – Brașov

Din punct de vedere al uscării pieselor există în prezent două feluri de vopsele utilizate pentru acoperirea suprafețelor : vopsele caracterizate prin aceea că procesul de uscare este un proces fizic care se produce și la temperatura ambiantă, și vopsele la care procesul de uscare este un proces chimic, uscarea obținîndu-se prin reacții de polimerizare și policondensare la temperaturi între 120 și 220°C.

Vopselele cu proces de uscare chimic sînt mult mai rezistente și au proprietăți mecanice (duritate și rezistență la lovituri) superioare celor cu proces de uscare fizic. De aceea ele se utilizează pe scară largă în ultimul timp,de exemplu în industria constructoare de automobile și tractoare.

Pentru uscare, piesele vopsite se introduc în cuptoare sau tuneluri de uscare care au sarcina să evaporeze solventul vopselei, să întărească filmul de vopsea prin polimerizare și să întindă stratul de vopsea.

Încălzirea pieselor se poate face prin convecție sau prin radiație cu raze infraroșii.

La încălzirea prin convecție schimbul de căldură se face de la exteriorul piesei spre interior.

În felul acesta, stratul ce mai cald va fi cel exterior al vopselei care se va întări mai întîi, împiedicînd uscarea straturilor inferioare ; astfel timpul total de uscare se lungește.

În cazul încălzirii prin radiație cu raze infraroșii, stratul cel mai cald se formează în zona de contact între metal și vopsea, uscarea filmului de vopsea pornind de la interior spre exterior.

Stratul exterior nefiind uscat, este încă permeabil pentru solventul care se evaporă din interior, uscarea făcîndu-se mai repede ca în cazul încălzirii prin convecție. Aceasta se poate urmări și în figura 1 unde se arată variația vitezei de uscare (evaporare) în funcție de timp la două piese vopsite identic și uscate una prin radiație și una prin convecție.

În figura *2* se poate urmări procentul de solvent evaporat din vopsea care, după 10 minute, la uscarea prin radiație, este de 98%, iar la uscarea prin convecție de numai 64%.

De asemenea, întinderea stratului vopsit se poate produce mai bine în cazul uscării prin raze infraroșii decît la uscarea prin convecție unde se întărește prima dată stratul exterior.

Dezavantajul uscării cu raze infraroșii este uscarea neuniformă a pieselor cu grosimi diferite, a părților ecranate, precum și timpii diferiți de uscare pentru diferite culori datoriți diferențelor de coeficient de absorbție pentru radiații infraroșii.

Pentru înlăturarea acestor inconveniente se pot construi instalații de uscare cu radiație urmate de o instalație de uscare cu convecție, sau combinate, care înlătură aceste dezavantaje.

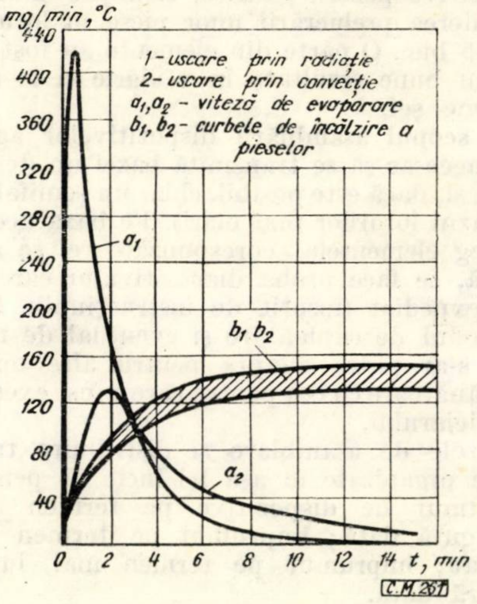


Fig. 1

Pentru instalația de uscare cu convecție este necesară totdeauna circulația forțată de aer cald care uniformizează temperatura în spațiul de lucru și mărește coeficientul de schimb de căldură între aerul cald și piese.

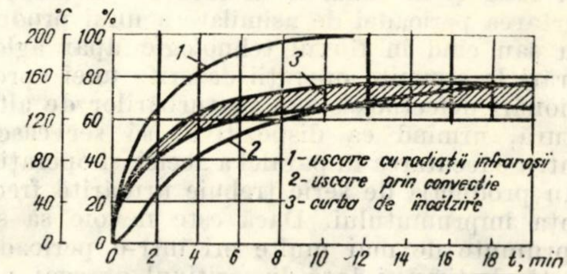


Fig. 2

Un dezavantaj al recirculației aerului, dacă nu este bine filtrat, este posibilitatea apariției prafului pe suprafața pieselor.

Uscătorul de piese vopsite descris mai jos face parte dintr-o instalație continuă de grunduit şi vopsit, cu transportor suspendat pentru piese şi capotaje de tractoare (fig. 3).

Această instalaţie se compune din: transportorul suspendat *1* cu lanţ, cu cale simplă; maşina de spălat cu soluţie alcalină *2*; uscătorul după spălare *3*; două cabine de vopsit *4* şi *5*; uscătorul pentru piese vopsite *6*.

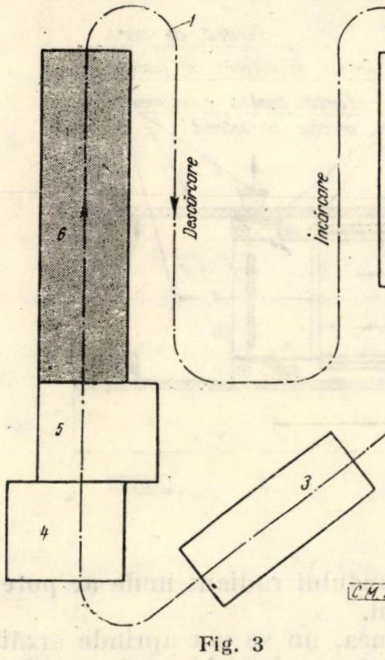

1
2
3
4
5
6
Descărcare
Încărcare
C.M.263

Fig. 3

Caracteristicile tehnice ale uscătorului sînt:

— productivitatea . . .	3 000 kgf/h;
— temperatura de încălzire a pieselor	200°C;
— secţiunea de trecere. .	1 300 × 1 500 mm;
— lungimea efectivă de uscare	15,50 m;
— lungimea uscătorului	19,25 m;
— temperatura maximă a aerului recirculat . .	200°C;
— temperatura maximă a gazelor arse recirculate	350°C;
— viteza transportorului .	0,15—0,45 m/min;
— pasul cîrligelor pentru agăţarea pieselor . .	0,6 m;
— consumul maxim de gaz metan	60 Nm³/h;
— consumul de apă de răcire recirculată . .	1 m³/h;
— puterea instalaţiei de ventilatoare	76 kW.

Uscătorul este de tip tunel cu transportor suspendat. Încălzirea pieselor se face prin convecţie şi prin radiaţie.

Pentru a proteja piesele vopsite de contactul direct cu gazele arse, care pot dăuna calităţii vopselelor şi pot provoca aprinderea solvenţilor şi vopselei, gazul metan este ars separat într-un tub care comunică cu un panou de radiaţie cu pereţi dubli în interiorul cărora se recirculează gazele arse (fig. 4).

Gazele arse provenite direct din tubul de ardere sînt absorbite de un ventilator şi amestecate cu gazele arse recirculate. Surplusul de gaze arse se evacuează la coş. Prin recircularea gazelor arse se realizează o mai bună utilizare a căldurii conţinute, reducîndu-se consumul de gaz metan. Datorită vitezei de circa 10 m/s a gazelor între pereţii dubli, se măreşte coeficientul de schimb de căldură prin convecţie între gaze arse şi pereţi. Aceşti pereţi se încălzesc în felul acesta mai bine şi radiază asupra pieselor din interiorul uscătorului.

Piesele încălzindu-se, vopseaua începe să se usuce începînd de la straturile inferioare.

Pentru uscarea prin convecţie, un ventilator recirculă aer cald în interiorul tunelului cu o viteză de 2 pînă la 5 m/s, în funcţie de gabaritul pieselor (fig. 5 — secţiune orizontală). Acest aer este refulat în spatele panourilor radiante, unde se încălzeşte, şi introdus din nou în tunelul de uscare prin nişte filtre plasate la capătul de ieşire a pieselor din tunel. Aerul cald se deplasează în contracurent.

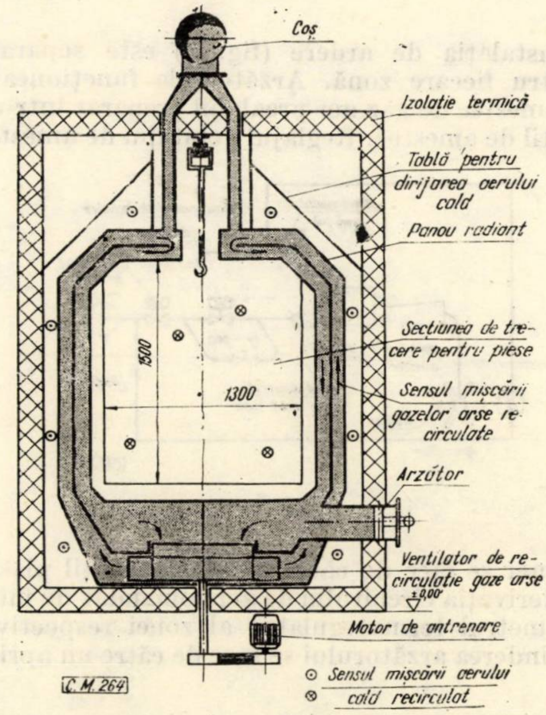

Coş
Izolaţie termică
Tablă pentru dirijarea aerului cald
Panou radiant
Secţiunea de trecere pentru piese
Sensul mişcării gazelor arse recirculate
Arzător
Ventilator de recirculaţie gaze arse
±0,00
Motor de antrenare
1500
1300
⊙ Sensul mişcării aerului
⊗ cald recirculat
C.M.264

Fig. 4

În tunel sînt patru panouri radiante cu gaze arse recirculate care pot funcţiona independent unul de altul, fiecare avînd o instalaţie de ardere şi reglaj automat al temperaturii, separată. Aceste panouri creează în tunel patru zone. Temperatura aerului recirculat este măsurată în toate cele patru zone cu termocuple prevăzute cu milivoltmetre.

Temperatura gazelor arse recirculate se măsoară la fel, numai că în funcţie de temperatura reglată, milivoltmetrele respective comandă reglajul automat al temperaturilor. În funcţie de temperatura aerului recirculat cerută, se reglează temperatura gazelor arse la o anumită limită (circa cu 150°C mai mare decît temperatura aerului recirculat).

zător electric prin apăsare pe un buton. Aprinzătorul mai are şi rolul de flacără de veghe care, în cazul lipsei de gaz, aer sau curent electric, comandă închiderea electroventilului din circuitul gazului, evitînd scurgerea gazului nears în

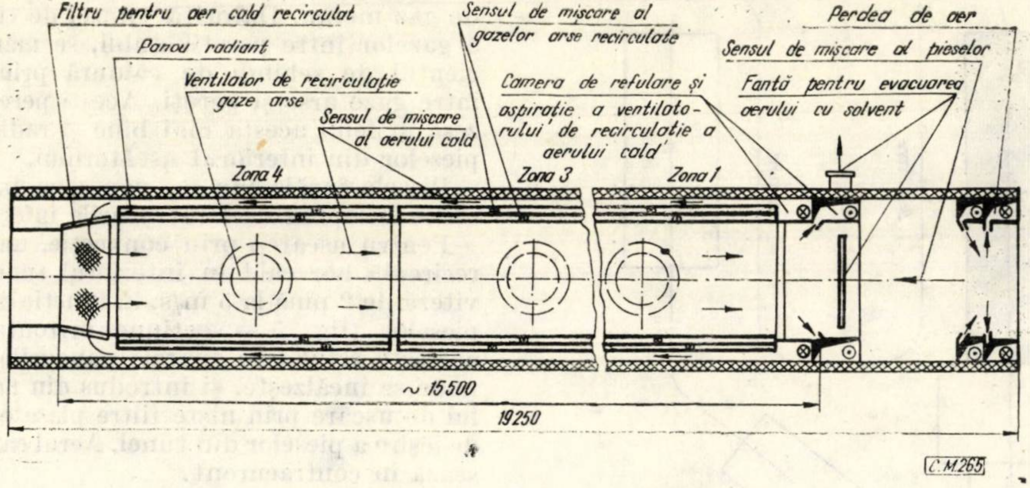

Filtru pentru aer cald recirculat
Panou radiant
Ventilator de recirculaţie gaze arse
Sensul de mişcare al aerului cald
Zona 4
Sensul de mişcare al gazelor arse recirculate
Camera de refulare şi aspiraţie a ventilatorului de recirculaţie a aerului cald
Zona 3
Zona 1
Perdea de aer
Sensul de mişcare al pieselor
Fantă pentru evacuarea aerului cu solvent
~15500
19250
C.M.265

Fig. 5

Instalaţia de ardere (fig. 6) este separată pentru fiecare zonă. Arzătoarele funcţionează cu amestec de gaz-aer prealabil preparat într-un ventil de amestec. Reglajul debitului de amestec

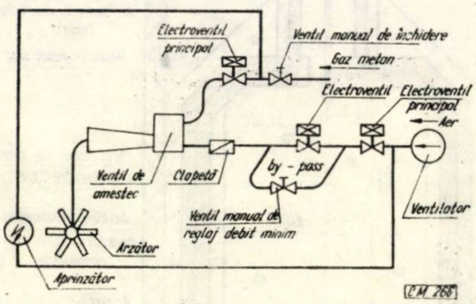

Electroventil principal
Ventil manual de închidere
Gaz metan
Electroventil
Electroventil principal
Aer
Ventil de amestec
Clapetă
by - pass
Ventilator
Ventil manual de reglaj debit minim
Arzător
Aprinzător
C.M. 266

Fig. 6

gaz-aer se face de către un electroventil plasat pe derivaţia circuitului de aer comandat de milivoltmetrul termoregulator al zonei respective. Aprinderea arzătorului se face de către un aprinzător

interiorul panoului radiant unde ar putea provoca explozii.

De asemenea, nu se pot aprinde arzătoarele în cazul cînd nu funcţionează ventilatoarele de recirculare a gazelor arse şi aer cald.

Pentru ca aerul cald recirculat să nu se satureze cu vapori de solvent, o parte din acest aer cu solvent este evacuat şi înlocuit cu aer proaspăt.

La intrarea pieselor în tunel există o perdea de aer care împiedică ca ventilatorul de recirculare a aerului cald să absoarbă aer din exterior.

Spre exterior, uscătorul este izolat cu panouri cu vată minerală, demontabile.

Cu acest uscător care funcţionează în cadrul instalaţiei de grunduit şi vopsit piese de tractoare s-au obţinut rezultate bune în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Langheck, W.* Lacktrockenöfen. In: Werkstattstechnik 55, nr. 3, 1965, p. 143.

Documentare

Linie de prelucrare specială pentru corpurile carburatoarelor
G. Ranzi. În: Rivista di Meccanica, nr. 433, 21 septembrie, 1968.

Secţia Zenith a întreprinderilor Bendix Corporation a imaginat o linie de lucru originală pentru prelucrarea găurilor din corpul carburatorului prezentat în figura 1. Procesul tehnologic utilizat anterior implică un număr de 200 de maşini de găurit, unele cu o singură mandrină, altele cu un număr mai mare de mandrine.

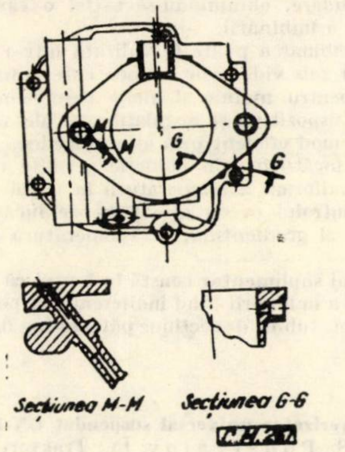


Fig. 1

În cadrul noii sistematizări, sînt folosite 16 maşini, fiecare cu cîte un cap de lucru cu 6 mandrine. Aceste 16 maşini de găurit sînt dispuse în 4 grupe de cîte 4 maşini, fiecare grupă fiind deservită de un singur muncitor.

Cele patru maşini ale unui grup sînt dispuse circular — după cum se vede în figura 2 — distanţele fiind stabilite astfel încît muncitorul aşezat în mijlocul lor să se deplaseze cît mai puţin atunci cînd mută o piesă de la o maşină la alta.

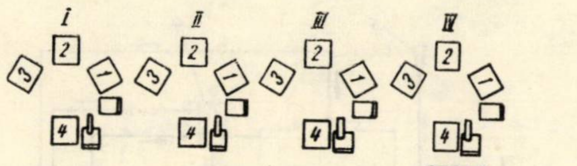


Fig. 2

Secvenţa fazelor în cadrul unei grupe de maşini este următoarea: muncitorul ia o piesă din depozitul de piese brute, o plasează pe masa maşinii nr. 1 a grupului şi acţionează pe butonul de comandă a avansului respectiv; seria de operaţii pentru care este pregătită maşina decurge în mod automat, începînd cu prima şi terminîndu-se cu cea de a şasea mandrină a maşinii. O dată terminată partea de ciclu a maşinii respective, aceasta se opreşte. Muncitorul pune o nouă piesă brută pe masa maşinii nr. 1, apasă butonul de comandă şi trece piesa prelucrată pe masa maşinii nr. 2. Timpul necesar pentru realizarea acestor operaţii de alimentare şi trecere nu depăşeşte 6 s. Mişcările pentru apropierea de cele patru maşini, de plasare şi strîngere a piesei în dispozitive şi de comandare a maşinii de avans, se pot realiza în mod comod, fără oboseală şi cu o mare economie de timp faţă de vechea organizare.

Sistemul adoptat reuneşte avantajele maşinilor cu ciclu fix automat cu sensibilitatea tehnică a operatorului care înlocuieşte dispozitivele necesare de transfer. Mărimea loturilor de piese poate varia de la 100 bucăţi la 20 000 bucăţi. În figura 3 (*1* — depozit de piese brute; *2, 3, 4, 5* — maşini de lucru; *6* — instalaţie de spălare; *7* — depozit de piese prelucrate) apare drumul unei piese în cadrul unui ciclu de lucru realizat pe cele patru maşini ale unei grupe, pentru a ajunge de la depozitul de piese brute la cel de piese prelucrate.

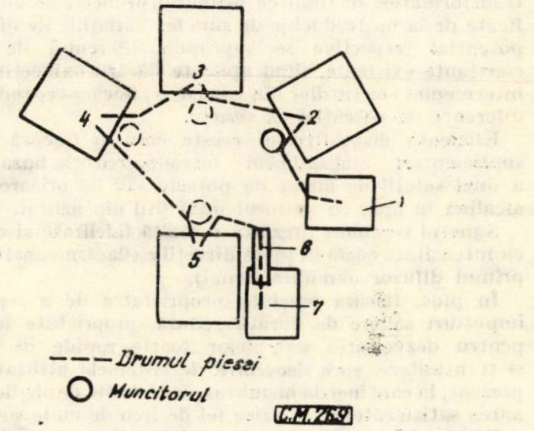


Fig. 3

M.S.

Dispozitiv cu pernă de aer pentru deplasarea pieselor grele.
În: Rivista di Meccanica nr. 433, 21 septembrie, 1968.

În figura 1 apare un dispozitiv care, instalat pe masa de prindere a maşinii-unelte, permite evitarea eforturilor la deplasarea pieselor grele. Funcţionarea dispozitivului este simplă: aerul comprimat la o presiune de 0,6 kgf/cm^2 iese prin orificiile de diametru redus de pe suprafaţa dispozitivului, ridicîndu-l deasupra suprafeţei de lucru cu 0,05—0,1 mm (dispozitivul este plasat cu orificiile în jos); în acest fel se poate deplasa uşor — pe suprafaţa mesei maşinii-unelte — atît dispozitivul cît şi piesa în lucru plasată pe aceasta.

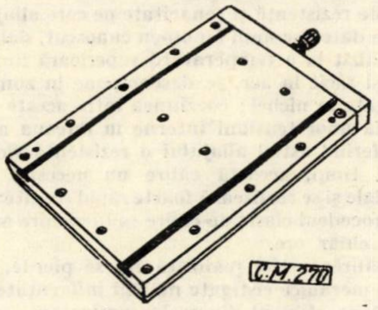


Fig. 1

Evident, suprafaţa pe care are loc deplasarea trebuie să fie plană. Existenţa însă a unor caneluri sau canale nu creează dificultăţi; dacă acestea sînt prea numeroase, se măreşte presiunea aerului comprimat la 1 kgf/cm^2.

Constructorul (Festo Pneumatic-Milano) consideră că dispozitivul va găsi o largă utilizare în industria constructoare de maşini.

M.S.

Reproduceri sonore de înaltă fidelitate cu ajutorul flăcării. În : Engineers' Digest, martie 1968.

O serie de încercări realizate recent în S.U.A. (Technologic Center of united Aircraft) au demonstrat că o flacără poate funcţiona ca un difuzor, explicaţia acestui interesant fenomen nefiind însă găsită pînă în prezent.

Într-un dispozitiv special din care face parte şi o flacără oxiacetilenică obişnuită, o sursă de electricitate este legată la o pereche de electrozi din tungsten plasaţi în puncte învecinate de baza şi extremitatea zonei vizibile a flăcării.

Unul din electrozi este legat în serie cu secundarul unui transformator, în timp ce primarul primeşte semnale amplificate de la un traductor de sunete. Variaţiile de diferenţă de potenţial respective se suprapun diferenţei de potenţial constante existente, fiind aplicate flăcării oxiacetilenice prin intermediul electrozilor din tungsten ; flacăra reproduce aceste diferenţe de potenţial ca sunete.

Eficienţa dispozitivului creşte cînd în flacără apar ioni suplimentari realizaţi prin introducerea la baza acesteia a unei soluţii de nitrat de potasiu sau de oricare altă sare alcalină în apă, cu ajutorul unui fitil din azbest.

Sunetul reprodus prezintă o înaltă fidelitate şi este radiat cu intensitate egală în toate direcţiile (flacăra constituie astfel primul difuzor omnidirecţional).

În plus, flacăra prezintă proprietatea de a reproduce şi impulsuri sonore de durată redusă, proprietate importantă pentru dezvoltarea sistemelor foarte rapide de informare şi transmitere, spre deosebire de sistemele utilizate pînă în prezent, la care inerţia membranelor folosite împiedică funcţionarea satisfăcătoare cu orice fel de tren de unde sonore.

Se prevăd o serie de aplicaţii interesante, în industrie, ale noului fenomen descoperit.

M.S.

Un aliaj cupru-nichel rezistent la corodare. În : Engineers' Digest, aprilie 1968.

În ultimul timp a fost pusă la punct metodica de realizare (International Nickel Co. — S.U.A.) a unui nou aliaj pe bază de cupru cuprinzînd 30% Ni şi circa 2,8% Cr, care întruneşte o excepţională rezistenţă la corodare în mediul marin, cu unele caracteristici speciale de călire ce îi determină o mare rezistenţă atunci cînd este răcit de la temperatura de recoacere sau de la cea de prelucrare la cald (de exemplu, o limită de elasticitate de peste 35 kgf/mm^2 faţă de 12,6 kgf/mm^2 pentru aliajele normale cupru-nichel).

În plus, noul aliaj — IN 732 X — este moale şi poate fi prelucrat uşor la temperaturi ridicate, iar după fabricaţie poate fi sudat cu metodele obişnuite MIG şi TIG sau cu diverse metode utilizînd electrozi înveliţi, folosind materiale de adaos existente ; sudura realizată prezintă o rezistenţă egală cu aceea a materialului de bază.

Calităţile de rezistenţă şi tenacitate pe care aliajul le obţine prin răcire se datoresc unui fenomen cunoscut, datorită căruia un aliaj, încălzit la o temperatură superioară limitei sale de solubilitate şi răcit în aer, se descompune în zone bogate în cupru şi bogate în nichel ; coeziunea între aceste zone determină apariţia unor tensiuni interne în reţeaua atomică respectivă, conferind astfel aliajului o rezistenţă ridicată.

În acelaşi timp, această călire nu necesită tratamente termice speciale şi se realizează foarte rapid (în cîteva secunde), în timp ce procedeul clasic de călire sau revenire are nevoie de minute sau chiar ore.

În fine, călirea astfel realizată nu se pierde, astfel încît proprietăţile mecanice cîştigate nu sînt influenţate de variaţia dimensională ca efect al diverselor prelucrări.

M.S.

Un eficient procedeu de sudare pentru construcţiile tubulare. În : Engineers' Digest, aprilie 1968.

Un nou procedeu de sudare care a fost de curînd pus la punct (S.U.A.) prezintă un vast domeniu de aplicabilitate fiind — în primul rînd — corespunzător pentru sudarea construcţiilor tubulare realizate din metale diferite : oţeluri carbon, oţeluri slab aliate, oţeluri inoxidabile, titan etc.

Procedeul — diferit de cele cunoscute — se bazează pe combinarea unei încălziri prin inducţie cu un proces de aplicare a unor impulsuri de presiune dinamică cu ajutorul undelor de şoc, permiţînd o sudare automată, de calitate superioară, cu viteze sporite şi cu o mai bună uniformitate.

Ciclul de sudare comportă două faze. În prima fază, cele două piese de sudat sînt încălzite prin inducţie, în timp ce în cea de a doua fază se realizează combinarea dinamică a zonelor de sudat — într-o fracţiune de secundă — cu ajutorul unei presiuni aplicate magnetic.

La sfîrşitul ciclului de lucru care are o durată redusă (circa 45 s pentru o conductă din oţel carbon de 25,4 mm diametru), sudura este răcită cu o viteză controlată pentru a se realiza microstructura dorită în zona de sudare.

Nu se utilizează nici un fel de material de adaos, iar în timpul ciclului de lucru nu este necesar un contact fizic cu zonele de sudare, eliminîndu-se astfel o cauză posibilă de impurificare a îmbinării.

În fine, îmbinarea poate fi realizată într-o atmosferă protectoare sau sub vid, ceea ce face corespunzător procedeul considerat pentru metale şi aliaje care — în mod obişnuit — necesită dispozitive şi instalaţii speciale sau care nu pot fi sudate în mod eficient prin alte procedee.

Folosirea încălzirii prin inducţie permite ridicarea concomitentă şi uniformă a temperaturii în toată zona îmbinării, înlesnind controlul precis al vitezei de încălzire, al vitezei de răcire şi al gradientului de temperatură radial şi longitudinal.

Un avantaj suplimentar constă în faptul că forma secţiunii transversale a îmbinării fiind indiferentă, se pot suda automat şi la fel de bine tuburi de secţiune pătrată sau dreptunghiulară.

M.S.

Un nou pulverizator universal suspendat ON-10. J. M. Sudit şi V. S. Podşivalov. În : Traktori i selhozmaşini, nr. 10, 1968.

Pulverizatorul universal suspendat ON-10 a intrat în fabricaţie de serie în 1967 şi este destinat pentru combaterea dăunătorilor în grădini, vii, livezi, culturi de cereale şi plante tehnice, precum şi pentru combaterea plantelor parazite.

Pulverizatorul lucrează cu tractor DT-20, pe care se suspendă în 30—40 min, împreună cu un dispozitiv de protejare a mecanicului împotriva soluţiilor tehnice. Majoritatea organelor sale sînt tipizate, fiind utilizate şi la pulverizatoarele OVT-1, OVS-A ş.a., aflate în producţie. Fac excepţie de la acestea cadrul şi toate organele de lucru fixate pe rezervor.

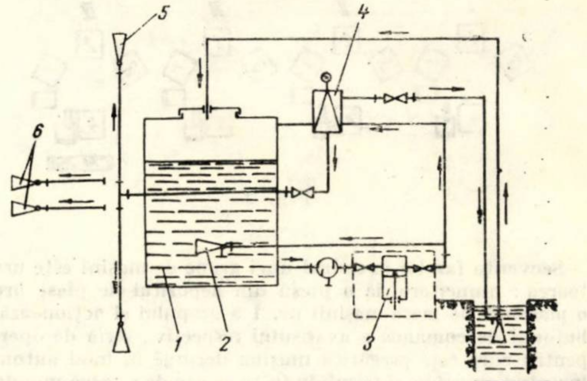


Fig. 1

Funcţionarea pulverizatorului decurge în modul următor (fig. 1). Pompa *3* este antrenată prin intermediul unui cuplaj de către arborele de priză al tractorului şi aspiră lichid de lucru din rezervorul *1*. Lichidul este refulat în agitatorul *2* şi în supapa de reducere a presiunii *4*, din care pătrunde în conductele de pulverizare *5* sau în duzele *6*. Conductele *5* sînt utilizate la pulverizarea lichidului pe culturi de şes şi în vii. Pentru stropirea grădinilor se folosesc duzele *6*, de construcţie specială, cu rază mare de acţiune ; în timpul stropirii unghiul de pulverizare poate fi modificat rapid.

Pulverizatorul ON-10 a fost supus unui ciclu de probe în mai multe staţii de încercări, rezultatele obţinute fiind corespunzătoare. Caracteristicile tehnice ale pulverizatorului sînt următoarele :

— productivitatea, în ha/h	
la grădini	0,85—1,4
la vii	1,2—1,7
la culturi agricole	2,5—4,0
— greutatea	258 kg
— capacitatea rezervorului	400 l
— viteza de lucru	4 —9,5 km/h
— raza de acţiune :	
la culturi agricole	10 m
la grădini şi vii	2 —3 rînduri

G.Z.

Prelucrarea faţetelor la dinţii pinioanelor cu modul mic. Iu. R. Vitenberg şi G. M. Kovalzon. În : Stanki i instrument, nr. 10/1968.

În legătură cu creşterea continuă a eficienţei maşinilor şi dispozitivelor, profilul dinţilor pinioanelor de mare precizie este prevăzut cu o faţetă continuă. În acest scop s-a realizat o instalaţie specială, pe care teşiturile sînt executate prin rectificare cu şnec abraziv, spirele acestuia pătrunzînd în golurile dintre dinţii pinionului prelucrat. Turaţia şnecului este de 2 800 rot/min. Prin rectificarea unui număr mare de pinioane, s-au executat faţetele pe ambele muchii ale dinţilor dintr-o singură trecere.

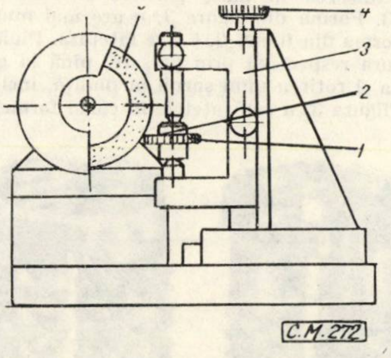


Fig. 1

Pinionul semifabricat *1* (fig. 1), cu dinţii tăiaţi, este fixat în mandrina *2* între centrele suportului *3*. Prin rotirea roţii de manevră *4*, suportul este deplasat pînă la realizarea contactului dintre pinion şi şnecul abraziv *5*, care este montat pe arborele electromotorului de antrenare. La cuplarea electromotorului, şnecul transmite mişcarea la pinion. Lăţimea teşiturii este reglată la dimensiunea necesară prin manevrarea roţii *4*, deplasarea suportului *3* fiind controlată de un limitator.

Metoda prezentată este caracterizată printr-o productivitate foarte ridicată. Astfel, timpul pe operaţie în cazul unei roţi dinţate cu modulul de 0,5 mm şi 100 dinţi este de 15—20 s, inclusiv durata prinderii pe maşină.

Pentru stabilirea caracteristicilor optime şi metodei de fabricaţie a şnecului abraziv, s-au efectuat diverse încercări. Iniţial s-au utilizat discuri abrazive fabricate din diferite materiale şi corectate pe strung, la viteza de 3—6 m/min, cu cuţite, cremaliere şi role de filetat, executate din aliaje dure. Aceste procedee nu au dat rezultate corespunzătoare, din cauza uzurii rapide a sculelor menţionate şi a productivităţii reduse.

Fabricaţia a fost îmbunătăţită prin turnarea şnecurilor în forme. Formele s-au executat din două jumătăţi, profilul corespunzător spirelor şnecului fiind prelucrat după asamblarea cu şuruburi a jumătăţilor.

Pregătirea materialului abraziv pentru turnare comportă încălzirea la 700 °C timp de 1 h, pentru îndepărtarea umidităţii, amestecarea cu răşină şi plastifiant timp de 2—3 min, omogenizarea masei timp de 1—2 min, la temperatura camerei, şi uscarea în vid (10—20 mm col. Hg) timp de 1—2 min.

În decursul turnării se evită pătrunderea aerului în material prin turnarea acestuia în venă subţire. Înainte de executarea operaţiei, partea interioară a formei este unsă cu parafină, împiedicînd astfel lipirea materialului.

Tratamentul termic al şnecului cuprinde încălzirea pînă la 100°C. 4 h şi menţinerea la această temperatură tot 4 h. Capacitatea de lucru a şnecului corespunde prelucrării cîtorva sute de roţi dinţate.

G.Z.

Rulmenţi cu bile cu patru contacte. În : Rivista di Meccanica nr. 433, 21 septembrie 1968.

Rulmenţii cu bile cu patru contacte sînt rulmenţi oblici cu o singură coroană de bile care permit preluarea sarcinilor axiale în ambele sensuri (fig. 1).

Profilul căii de rulare — atît pentru inelul interior cît şi pentru cel exterior — este determinat prin două arce de cerc formînd un unghi.

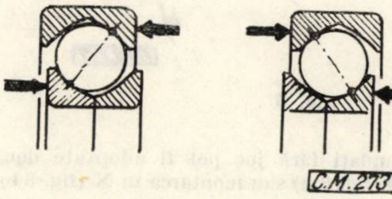


Fig. 1

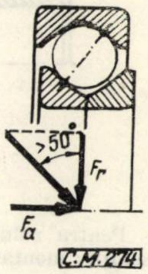


Fig. 2

Denumirea de rulmenţi cu patru contacte este dată de faptul că, în situaţia sarcinilor radiale, bilele ating căile de rulare în patru puncte. Această condiţie de funcţionare, care se verifică atunci cînd sarcina radială este mare în raport cu cea axială, permite evitarea valorilor mari ale forţelor de frecare şi deci înlătură tendinţa de încălzire exagerată a rulmentului.

Condiţiile optime de funcţionare corespund cazului din figura 2, adică atunci cînd forţa axială F_a are o valoare ridicată în raport cu forţa radială F_r bilele fiind în contact cu numai două suprafeţe de rulare.

Uzina constructoare (FAG Italiana S.p.A. — Milano) realizează două serii de astfel de rulmenţi — FAG QJ 2 şi FAG QJ 3 — avînd inelul interior din două părţi, construcţie ce permite introducerea unui număr mai mare de bile, putîndu-se astfel acoperi domenii mai largi de încărcare decît în cazul rulmentului cu inel interior dintr-o singură piesă.

M.S.

Rulmenţi cuplaţi. În : Rivista di Meccanica, nr. 434, 5 octombrie 1968.

În prezent, rulmenţii cuplaţi dubli sînt utilizaţi în următoarele variante : rulmenţi radiali rigizi cu bile, radiali oblici cu bile şi rulmenţi cu role conice.

În ce priveşte rulmenţii radiali oblici cu bile, cuplarea este posibilă numai pentru diametre exterioare de peste 500 mm, în timp ce pentru celelalte două tipuri rulmenţii pot fi cuplaţi la orice dimensiune.

Cuplarea se poate face în două ipoteze : pentru a prelua în egală măsură sarcinile axiale sau cuplare pentru o ghidare axială şi radială a axului fără joc.

În figura 1 este reprezentat un rulment cuplat de tipul radial oblic, cu bile, pentru preluarea sarcinilor axiale într-un singur sens.

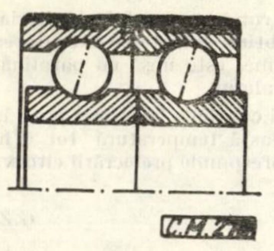


Fig. 1

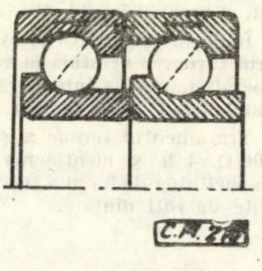


Fig. 2

Figura 2 reprezintă doi rulmenţi dispuşi în tandem pentru preluarea sarcinilor axiale în ambele sensuri. Ambele soluţii determină încărcarea egală a celor doi rulmenţi.

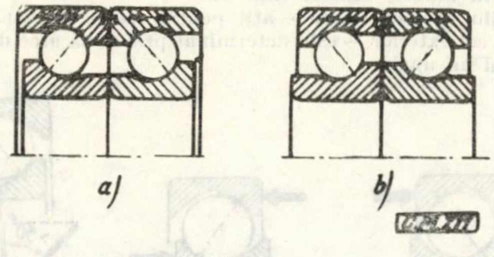


Fig. 3

Pentru rulmenţii cuplaţi fără joc pot fi adoptate două soluţii : montarea în O (fig. 3,a) sau montarea în X (fig. 3 b).

M.S.

Garnituri de etanşare pentru rulmenţii cu bile. În : Rivista di Meccanica, nr. 433, 21 septembrie 1968.

Inelul de etanşare care apare în figura 1 este studiat pe de o parte pentru a împiedica scurgerea lubrifiantului, iar pe de altă parte pentru protejarea rulmenţilor expuşi la murdărire.

Aspectele caracteristice acestui nou tip de inel de etanşare — realizat în întregime din oţel — sînt : labirintul este plin cu unsoare consistentă ; etanşarea fără contact între piesele în mişcare relativă reduce momentul forţelor de frecare la o valoare practic nulă ; jocul axial al garniturii corespunde celui al rulmentului ; construcţia din oţel a inelului permite o rezistenţă corespunzătoare la presiune, fiind totuşi uşor de montat. În plus, cu toate că inelele sînt realizate (Ziller und Co. — Düsseldorf — R.F.G.), în ce priveşte diametrul, în funcţie de dimensiunile rulmentului, lăţimea pentru toate inelele de etanşare — indiferent de diametru — este de 4 mm.

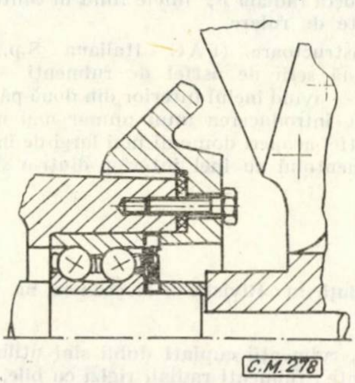


Fig. 1

În figura 1 garnitura este montată pe rulmentul unui ventilator.

M.S.

Elemente de fixare pentru îmbinările cu şurub. În : Konstruktion im Maschinen-Apparate-und Gerätebau, nr. 10/1968.

Piuliţa care se nituieşte (fig. 1) este un element ce se poate fixa în tablă de 0,5 pînă la 6 mm grosime. Gulerul piuliţei se introduce în orificiul din tablă ca în figura 2 şi, printr-o operaţie de borduire, se nituieşte pe tablă. Rilele de pe guler — prin această operaţie — se imprimă în tablă şi, în acest fel, piuliţa poate să preia momente de răsucire de oarecare valoare.

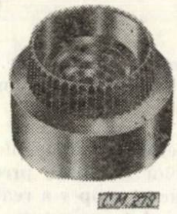


Fig. 1

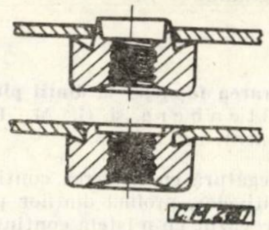
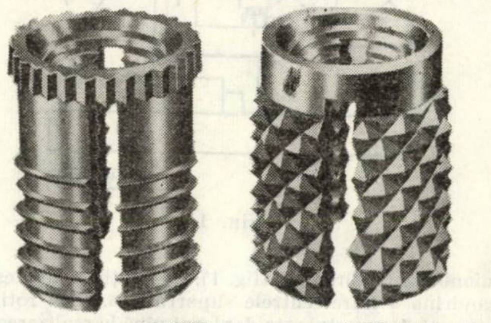


Fig. 2

Pentru utilizarea în mase plastice se folosesc piuliţele din figura 3. Forma din figura 3, *a* are mai multe inele de tăiere, iar forma din figura 3, *b* este faţetată. Piuliţa se introduce în gaura respectivă prin presare, pînă la guler. După introducerea şi rotirea unui şurub în piuliţă, inelele în cazul formei din figura 3, *a* sau faţetele în cazul formei din figura 3, *b* rămîn imprimate în material, asigurînd în acest fel fixarea piuliţei.



a *b* Fig. 3

Realizatorii (Reinhold E. W. G. Metzger, Frankfurt — R.F.G.) apreciază că noul element de fixare va putea avea o largă răspîndire.

A.M.

Rulmenţi cu bile cu căi de rulare din sîrmă. În : Konstruktion im Maschinen-Apparate-und Gerätebau, nr. 9/1968.

Inelele deschise din sîrmă de oţel au avantajul, faţă de căile de rulare obişnuite ale rulmenţilor cu bile, unui preţ de cost mai redus, înlăturînd în acelaşi timp necesitatea unui tratament termic al căii de rulare.

Aceşti rulmenţi pot fi realizaţi din materialele cele mai diferite, montarea inelelor din sîrmă făcîndu-se în funcţie de scopul utilizării rulmentului. Rulmenții pot fi confecționați cu căi de rulare din sîrmă, chiar și în cazul unor diametre mari. Inelele din sîrmă permit o precizie suficientă a parametrilor funcționali. În cazul uzării, inelele din sîrmă pot fi înlocuite cu ușurință.

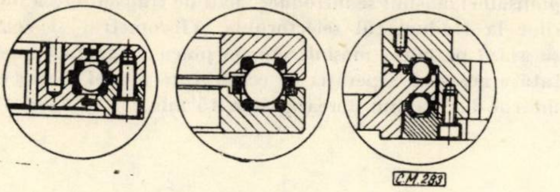


Fig. 1

Rulmenții de tipul celor din figură se realizează de către Uzinele Franke & Heydrich KG, Aalen — R.F.G.

A.M.

Motoare hidraulice de turație joasă. În: Konstruktion im Maschinen-Apparate-und Gerätebau, nr. 9/1968.

Uzinele G. Dűsterloh G.m.b.H., Sprockhővel i.W., R.F.G., și-au extins programul de fabricație asupra a două tipuri de motoare hidraulice cu turație joasă. La tipul KM 20/7 — cu pistoanele pe un rînd — și KM 21/14 — cu pistoanele pe două rînduri (fig. 1) — s-au alăturat tipurile KM 20/21 și KM 21/21, cu cîte 7 pistoane, așezate pe trei rînduri.

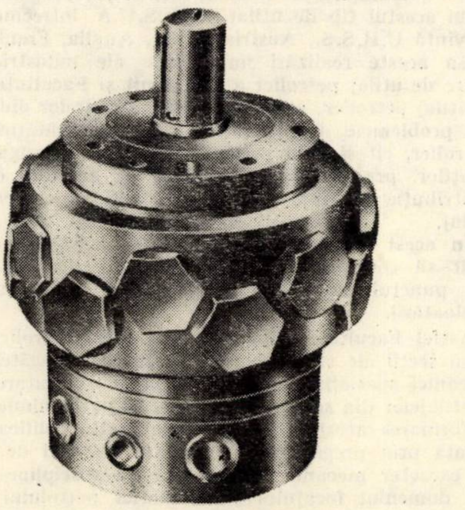


Fig. 1

Lungimea motorului, față de tipul constructiv cu două rînduri de pistoane, a crescut cu numai 22 mm, adică de la 221 mm la 243 mm. Volumul absorbit de tipul 21/21 este de 123 cm³/rot; momentul necesar maxim este de 24 kgfm la 160 kgf/cm², iar turația de exploatare poate fi variată între 5 și 400 rot/min.

A.M.

O metodă de echilibrare dinamică a mașinilor. L. Ia. Pole ș.a. În: Mașinostroitel, nr. 10, 1968.

La uzina constructoare de mașini-unelte din Voronej s-a elaborat o metodă de echilibrare dinamică a mașinilor. Instalația respectivă cuprinde un oscilograf electronic, un vibrometru și un selector de fază.

La capătul plăcii în consolă *1* (fig. 1) a vibrometrului este plasată masa de inerție *2*. Lungimea în consolă se reglează pînă la obținerea amplitudinii de rezonanță. La o distanță mică de placa *1* este montat traductorul inductiv *3*, cu magnet permanent. Modificarea distanței dintre traductor și placă, datorită vibrației acesteia, provoacă apariția unei forțe electromotoare, a cărei variație este proiectată pe ecranul oscilografului. Pentru evitarea paraziților electromagnetici, vibrometrul este protejat de o carcasă metalică.

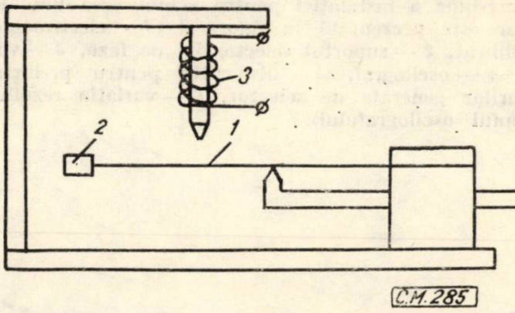


Fig. 1

Selectorul de fază (fig. 2) servește la precizarea poziției masei excedentare. El cuprinde tija circulară *1*, centrul mobil *2* și traductorul inductiv *3*, similar cu cel al vibrometrului, cu deplasare radială. Selectorul este fixat pe un suport în așa fel încît să poată fi ușor rotit pînă la 360°. Suportul este instalat pe placa de așezare a mașinii a cărei echilibrare se efectuează. Centrul mobil *2* trebuie să fie dispus coaxial cu arborele acestei mașini, iar vîrful ascuțit al traductorului se apropie de un ac fixat în prealabil pe arbore.

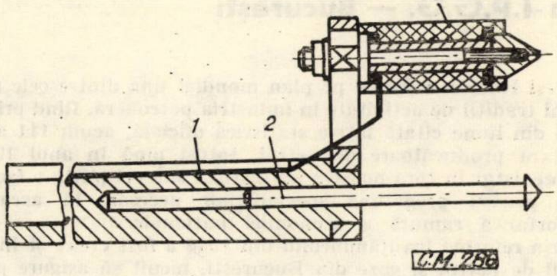


Fig. 2

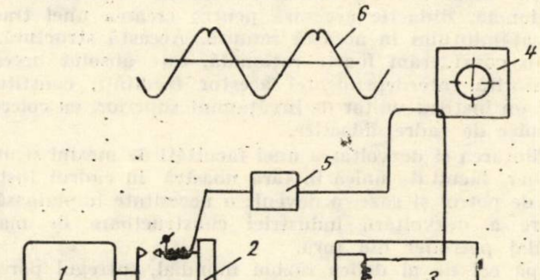


Fig. 3

În timpul rotirii arborelui are loc inducerea unor impulsuri electrice în traductor, cînd prin dreptul acestuia trece acul de pe arbore. Impulsurile sînt transmise la oscilograf, suprapunîndu-se peste variația forței electromotoare generate de vibrometru. Selectorul trebuie rotit manual pînă cînd impulsurile se plasează în punctele extreme ale variației forței electromotoare.

În această situație, masa excedentară se află pe orizontala ce trece prin vîrfurile acului de pe arborele mașinii și traductorului selectorului. Îndepărtarea masei excedentare se realizează prin găurire, frezare sau cu ajutorul laserului. Echilibrarea este considerată încheiată cînd variaţia forţei electromotoare generate de vibrometru atinge amplitudinea minimă.

Schema-bloc a instalaţiei pentru echilibrarea unui electromotor este prezentată în figura 3 (*1* — electromotorul de echilibrat, *2* — suportul selectorului de fază, *3* — vibrometru, *4* — oscilograf, *5* — dispozitiv pentru prelucrarea impulsurilor generate de selector, *6* — variaţia rezultantă pe ecranul oscilografului).

Metoda prezentată poate fi aplicată şi la echilibrarea pietrelor de rectificat montate pe maşina-unealtă respectivă. În acest scop, într-un orificiu filetat pe partea frontală a planşaibei maşinii se introduce acul de transmitere a impulsurilor la traductorul selectorului. Vibrometrul şi selectorul se aşază pe masa maşinii sau pe placa magnetică nealimentată a acesteia. Operaţia de echilibrare a unei pietre cu diametrul de 500 mm durează circa 15 min.

G.Z.

Cronică

20 de ani de la înfiinţarea Facultăţii de maşini şi utilaj petrolier din I.P.G.G. — Bucureşti

Deşi România deţine pe plan mondial una dintre cele mai vechi tradiţii de activitate în industria petrolieră, fiind prima ţară din lume citată într-o statistică oficială, acum 111 ani, ca ţară producătoare de petrol, totuşi pînă în anul 1948 nu a existat în ţara noastră un institut sau cel puţin o facultate pentru pregătirea specialiştilor necesari în această importantă ramură a economiei naţionale.

Prin reforma învăţămîntului din 1948 a fost creat şi Institutul de petrol şi gaze din Bucureşti, menit să asigure pregătirea de cadre superioare de specialitate pentru una din cele mai importante ramuri ale industriei din ţara noastră. Structura institutului a fost axată chiar din primii ani pe principalele subramuri ale industriei petroliere, fiind constituit din facultăţile: geologie petrolieră, foraj-extracţie, tehnologia ţiţeiului şi gazelor şi maşini şi utilaj petrolier, care corespunde de altfel cu structura tuturor institutelor de acelaşi profil, din ţările cu industrie petrolieră avansată. Această structură reprezintă o condiţie organizatorică şi funcţională, didactic necesară pentru crearea unei tradiţii a învăţămîntului în această ramură. Această structură, pe care o considerăm foarte raţională, este absolut necesară şi datorită interdependenţei acestor facultăţi, constituind astfel un institut unitar de învăţămînt superior, cu colective puternice de cadre didactice.

Înfiinţarea şi dezvoltarea unei facultăţi de maşini şi utilaj petrolier, facultate unică în ţara noastră în cadrul Institutului de petrol şi gaze, a devenit o necesitate imperioasă ca urmare a dezvoltării industriei constructoare de maşini şi utilaj petrolier din ţară.

După cel de al doilea război mondial, întregul parc de utilaj de foraj şi de extracţie din şantierele de petrol şi gaze era uzat şi demodat, cerînd o grabnică înlocuire. În acelaşi timp, rafinăriile ca şi instalaţiile petroliere de depozitare şi transport fuseseră distruse aproape în întregime, necesitînd refacerea şi aducerea lor la o capacitate corespunzătoare nivelului mărit an de an al producţiei de petrol şi gaze. Deşi pînă la acea dată întregul echipament petrolier provenea din import, într-un scurt timp industria constructoare de maşini şi utilaj petrolier a devenit una din principalele ramuri ale economiei naţionale a ţării noastre, satisfăcînd în întregime necesităţile interne cu utilajele cele mai moderne. De asemenea, utilajele şi instalaţiile complexe româneşti s-au impus pe piaţa mondială prin calitatea lor, gradul de tehnicitate ridicat, execuţie ireproşabilă şi bună funcţionare.

Cu justificată mîndrie, putem să constatăm că ţara noastră a devenit principalul concurent pe piaţa mondială a celor mai renumite firme constructoare de utilaj petrolier, fiind astfel a doua ţară din lume în ceea ce priveşte volumul exportului acestui tip de utilaj după S.U.A. întrecînd în această privinţă U.R.S.S., Austria, Italia, Anglia, Franţa şi R.F.G.

La aceste realizări importante ale industriei constructoare de utilaj petrolier a contribuit şi Facultatea de maşini şi utilaj petrolier, atît prin lucrările cadrelor didactice axate pe problemele fundamentale ale îmbunătăţirii utilajului petrolier, cît şi prin pregătirea pe care a asigurat-o absolvenţilor, precum şi prin activitatea acestora care aduc o contribuţie tot mai mare la perfecţionarea acestui tip de utilaj.

În acest scop, profilul facultăţii a fost conceput astfel încît să corespundă organizării industriei de petrol, atît din punctul de vedere al construirii utilajului, cît şi al exploatării.

Astfel Facultatea de maşini şi utilaj petrolier, prin cele două secţii ale sale: schelă şi rafinării, pregăteşte ingineri mecanici specialişti în construcţia şi exploatarea maşinilor şi utilajelor din schele, rafinării şi în petrochimie.

Formarea acestor specialişti de înaltă calificare este asigurată prin pregătirea lor fundamentală şi de specialitate cu caracter mecanic, completată cu discipline tehnologice din domeniul forajului şi extracţiei petrolului şi gazelor, prelucrării şi chimizării petrolului şi gazelor, precum şi din electrotehnică, maşini şi acţionări electrice, electronică industrială şi din automatică în industria petrolieră şi petrochimică.

Prin această structură complexă, inginerii mecanici absolvenţi ai acestei facultăţi sînt temeinic pregătiţi pentru a activa în toate domeniile de activitate ale industriei petroliere. Astfel, absolvenţii facultăţii se găsesc în institutele de cercetări şi proiectări de utilaj petrolier de schelă şi rafinării unde au adus contribuţii importante la dezvoltarea şi perfecţionarea acestui tip de utilaj, în uzinele constructoare de utilaj petrolier de schelă şi rafinării unde sînt prezenţi în toate birourile de proiectare, la serviciile tehnice şi în principalele secţii productive ale acestor întreprinderi, precum şi în schelele petroliere şi în rafinăriile din ţara noastră unde îşi aduc contribuţia în domeniul montajului, întreţinerii şi reparaţiei utilajului petrolier.

Un alt cîmp vast de specialitate unde lucrează absolvenţii facultăţii este şi domeniul mecanizării şi automatizării proceselor de producţie în toate sectoarele arătate mai sus.

Absolvenţii Facultăţii de maşini şi utilaj petrolier au lucrat în număr foarte mare peste graniţă, unde au contribuit la montarea şi întreţinerea instalaţiilor de foraj şi rafinărie ce poartă marca uzinelor noastre constructoare de utilaj petrolier. De asemenea, au participat la calificarea specialiştilor locali în vederea întreţinerii acestor instalaţii.

În scopul asigurării unei astfel de pregătiri complexe a inginerului mecanic de petrol, în atenţia cadrelor didactice din facultate a fost permanenta îmbunătăţire şi modernizare a planurilor de învăţămînt, introducînd unele discipline moderne şi eliminînd altele învechite, contribuind astfel la obţinerea unei pregătiri fundamentale de către studenţi.

Deşi la înfiinţarea facultăţii nu a existat în ţară o experienţă în acest domeniu de învăţămînt tehnic superior, în timp relativ scurt s-a afirmat ca o facultate de prestigiu în specialitatea sa, recunoscută ca atare atît în ţară cît şi peste hotarele ţării noastre. Cu multă plăcere constatăm că, din cei 800 de absolvenţi, un număr important, deşi relativ tineri, deţin posturi de răspundere în toate sectoarele acestei ramuri, ca : director de uzină, inginer şef, constructor şef, tehnolog şef etc.

Prestigiul de care se bucură facultatea pe plan internaţional se reflectă şi în faptul că au urmat cursurile acestei facultăţi tineri din 10 ţări, diploma eliberată de către institutul nostru fiind recunoscută în toate ţările lumii.

Aceste succese obţinute într-un timp relativ scurt au fost posibile prin munca conştiincioasă şi perseverentă a cadrelor didactice de înaltă calificare ale facultăţii şi ale întregului institut, constituite în catedre bine sudate, care printr-o cooperare strînsă şi ajutor reciproc sînt capabile să rezolve la nivelul cerinţelor actuale atît sarcinile de instruire profesională şi educare a studenţilor, cît şi cele de cercetare ştiinţifică de specialitate.

Facultatea dispune de un număr important de cadre de specialitate bine pregătite, mulţi cu experienţă în cercetarea ştiinţifică şi activitate de producţie, precum şi de cadre tinere pregătite la nivel superior. Catedrele au desfăşurat o remarcabilă activitate de cercetare ştiinţifică îndreptată spre perfecţionarea utilajului petrolier românesc, antrenînd în această activitate atît absolvenţi ai facultăţii cît şi studenţi în cadrul cercurilor ştiinţifice, obişnuindu-i astfel cu munca creatoare de cercetare, încă de pe băncile şcolii. O bună parte din această activitate s-a desfăşurat pe bază de contracte de colaborare ştiinţifică cu industria, prin care s-a urmărit şi îmbunătăţirea bazei materiale a catedrelor. Beneficiarii au apreciat pozitiv rezultatele acestei activităţi, arătîndu-se foarte interesaţi pentru dezvoltarea acestei colaborări. La catedrele de specialitate cercetarea ştiinţifică a reuşit să cuprindă domenii importante din specialitatea facultăţii (comportarea dinamică a instalaţiilor de foraj şi intervenţie, sape cu trei conuri, lanţuri de transmisii, pompe de adîncime etc.), la rezolvarea problemelor participînd, din ce în ce mai mult, colective largi compuse atît din cadre didactice de specialitate cît şi de la unele discipline fundamentale.

Nivelul ridicat al conţinutului lucrărilor ştiinţifice întocmite de cadrele didactice îl arată şi participarea acestora la diverse congrese sau conferinţe internaţionale de specialitate.

Ca o recunoaştere a acestui nivel, Ministerul Învăţămîntului a dat dreptul facultăţii de a conduce doctoranţi şi a acorda titlul ştiinţific de doctor inginer în patru din cele mai importante ramuri ale construcţiei de utilaj petrolier, fiind astfel unica instituţie din ţară căreia i s-a acordat acest drept. Astfel, ramurile în care se poate susţine doctoratul sînt următoarele : tehnologia construcţiilor de utilaj petrolier, calculul şi construcţia utilajului petrolier de schelă, calculul şi construcţia utilajului petrolier de rafinării şi automatizarea proceselor tehnologice în instalaţiile petroliere.

Existenţa unui corp didactic de valoare, a unor laboratoare bine utilate constituie premisele reale care să permită înfiinţarea în facultatea noastră a unor cursuri postuniversitare de utilaj petrolier, schelă şi rafinării, precum şi de automatizare a proceselor industriale din instalaţiile petroliere.

Din cele arătate mai sus rezultă că, deşi nu ne putem lăuda cu o veche tradiţie a învăţămîntului de utilaj petrolier în ţara noastră, totuşi în cei 20 de ani care au trecut de la înfiinţarea facultăţii s-au parcurs etape importante, aşezîndu-ne printre principalele ţări ale lumii dezvoltate din punct de vedere industrial şi cu tradiţii în învăţămîntul superior de petrol.

Cu prilejul acestei aniversări, cadrele didactice şi studenţii Facultăţii de maşini şi utilaj petrolier îşi propun noi sarcini în vederea întăririi şi dezvoltării facultăţii, precum şi pentru păstrarea unităţii Institutului de petrol, gaze şi geologie, consolidînd astfel şi mai mult prestigiul de care se bucură în întreaga lume industria petrolieră şi cea constructoare de utilaj petrolier din ţara noastră.

Conf. dr. ing. *I. Vlad*
Decan al Facultăţii de maşini şi utilaj petrolier din I.P.G.G

Cea de-a IV-a Conferinţă de turnătorie, Bucureşti, 15—17 mai 1969

În zilele de 15—17 mai 1969 Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini organizează la Bucureşti „Cea de-a IV-a Conferinţă de turnătorie“, cu participare internaţională. Problemele pe care se va axa tematica conferinţei vor fi următoarele :

— Elaborarea şi turnarea oţelurilor aliate şi nealiate, a fontelor cu grafit lamelar sau nodular, a fontelor maleabile şi fontelor aliate, precum şi a aliajelor neferoase uşoare şi grele.

— Amestecuri de formare, lianţi, noi metode de execuţie a miezurilor şi formelor, forme permanente.

— Proiectarea, executarea şi cercetarea în domeniul construcţiei maşinilor şi utilajelor de turnătorie.

— Organizarea producţiei de piese turnate, proiectarea şi executarea turnătoriilor moderne de unicate şi specializate.

— Problemele protecţiei muncii în turnătorii.

Lucrările conferinţei se vor desfăşura în şedinţe plenare şi pe secţii de specialitate :

Secţia I. Materiale şi tehnologii de formare.

Secţia a II-a. Elaborarea şi turnarea fontei.

Secţia a III-a. Elaborarea şi turnarea oţelului, a aliajelor neferoase, precum şi a utilajelor de turnătorie.

Cele trei conferinţe anterioare care au avut loc numai cu participare internă s-au bucurat de un deosebit succes, constituind prilejuri de dezbateri fructuoase şi schimburi de experienţă utile în precizarea principalelor direcţii de urmat în domeniul cercetării, proiectării şi producţiei de piese turnate.

La lucrările conferinţei vor participa 250 cadre tehnice de specialitate din ţară, uzine, institute de proiectări şi cercetări aparţinînd ministerelor : Industriei Construcţiilor de Maşini, Industriei Metalurgice, Industriei Chimice etc., cadre didactice din institutele de învăţămînt tehnic superior, invitaţi din partea unor ministere şi instituţii centrale de stat cu preocupări în domeniul cercetării, proiectării şi producţiei de piese turnate.

De asemenea, vor fi invitaţi specialişti ai asociaţiilor tehnico-ştiinţifice din ţările socialiste.

Cea de-a IV-a Conferinţă de turnătorie se va înscrie ca o manifestare tehnico-ştiinţifică de prestigiu şi va constitui un punct de plecare pentru obţinerea de noi şi importante rezultate pe linia îmbunătăţirii calităţii pieselor turnate, valorificarea superioară a metalului şi creşterea eficienţei economice a activităţii din turnătorii.

Ing. *P. Filimon*

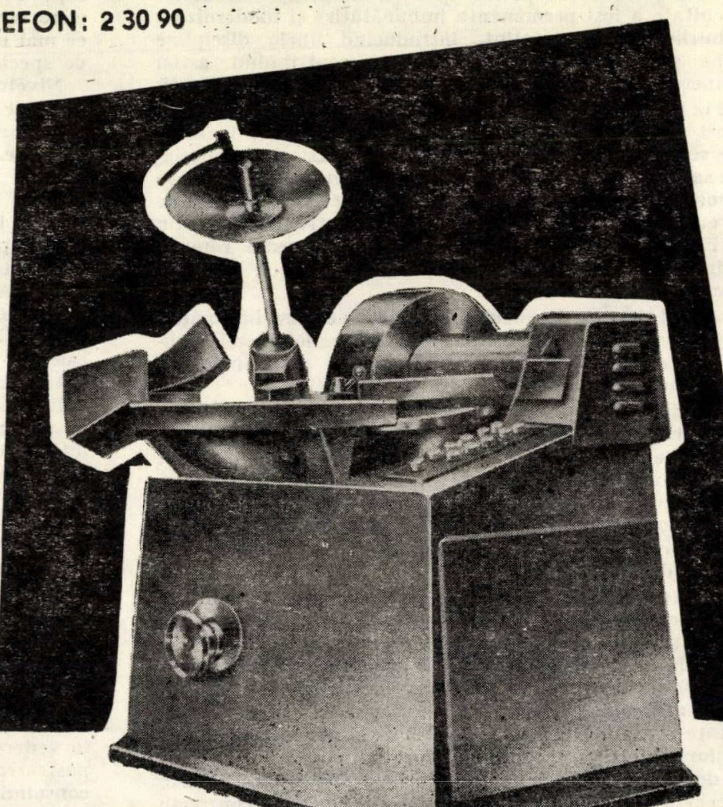
UZINA TEHNOFRIG CLUJ

STR. FABRICA DE CHIBRITURI 5–11. TELEFON: 2 30 90

Produce şi livrează :

COMPRESOARE
ŞI AGREGATE FRIGORIFICE
UTILAJE
ŞI LINII DE FABRICAŢIE PENTRU:

- Industria laptelui
- Industria cărnii
- Industria panificaţiei
- Industria uleiului
- Industria băuturilor şi conservelor



TEHNOFRIG

CEREŢI PROSPECTELE NOASTRE DETALIATE

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECŢIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese şi imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecţionat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).

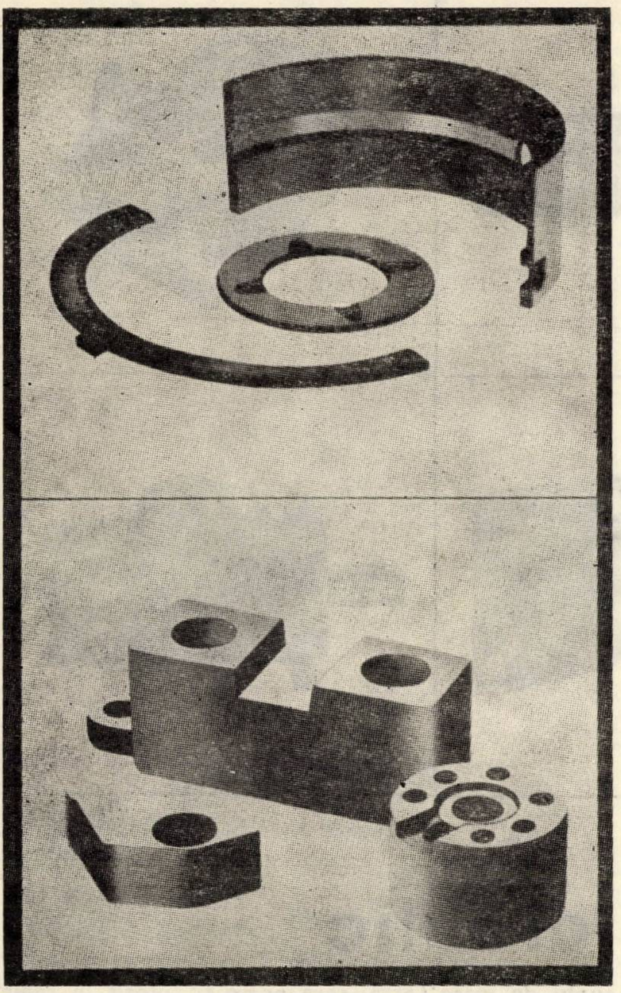
Economie apreciabilă de timp şi personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fişele de însoţire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

CEREŢI DOCUMENTAŢIILE GRATUITE LA

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 87–91



PALIERE DE ALUNECARE
CU PEREȚI SUBȚIRI
AXIALE
CU CUZINEȚI INELARI
cu căptușeală din aliaje de cupru și plumb
aluminiu și staniu,
PTFE (DU)
Poliacetal (DX)
PALIERE CU PEREȚI GROȘI
PULBERE DE METALE
PALIERE CU AUTOUNGERE
PIESE DE MAȘINI
FILTRE

Fabrica ZVL Mokraď

Exportă și oferă servicii tehnice

INVESTA

INVESTA PRAHA 7
tř. Dukelských hrdinu 47

PUBLICOM

---

26 aprilie – 4 mai 1969

MAȘINI PENTRU CONSTRUCȚII
MAȘINI PENTRU MATERIALE DE CONSTRUCȚII
MAȘINI PENTRU PRODUSE CERAMICE

LA TÎRGUL DE MOSTRE
DE LA HANNOVER

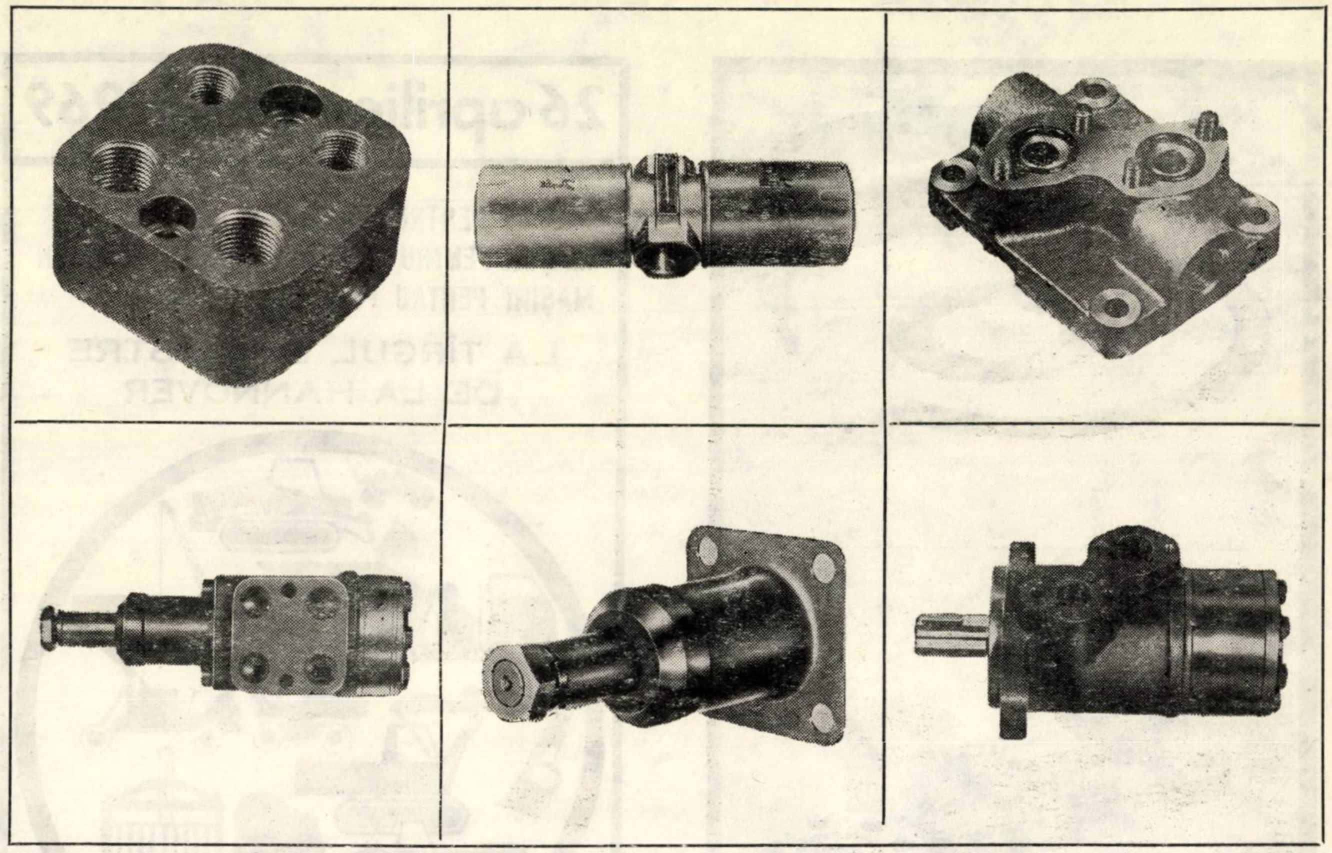
Tîrgul de la Hannover: Imagine a ofertei concentrate pentru branșa dvs. • Neprețuită privire de ansamblu asupra pieței • Produse, materiale, noutăți • Achiziții bune • Barometru al dezvoltării economice • Informații, contacte • Mai multe cunoștințe • Mai multe posibilități • Trebuie să veniți !

Tîrgul de mostre de la HANNOVER

Piața economică a lumii noastre

Informații: Deutsche Messe- und Ausstellungs-AG, 3000 Hannover, Messegelände.
Tel.: ** (0511) 891.

PUBLICOM



Danfoss
ORBIT® Hidraulic

Motorul ORBIT® este un motor cu turaţie joasă, cu un cuplu de mare forţă, care poate fi folosit în reglm mobil şi static.

ORBITROL® este un dispozitiv de comandă pentru comandă hidraulică completă de vehicule cu viteză redusă şi de vapoare.

Programul de producţie Danfoss cuprinde:

Dispozitive de reglare pentru instalaţii frigorifice	Piese pentru arzătoare şi cazane	Dispozitive de reglare pentru instalaţii de încălzire	Întreruptoare de protecţie pentru motoare şi contactoare	Piese pentru dispozitive hidraulice cu ulei	Piese pentru aparate frigorifice

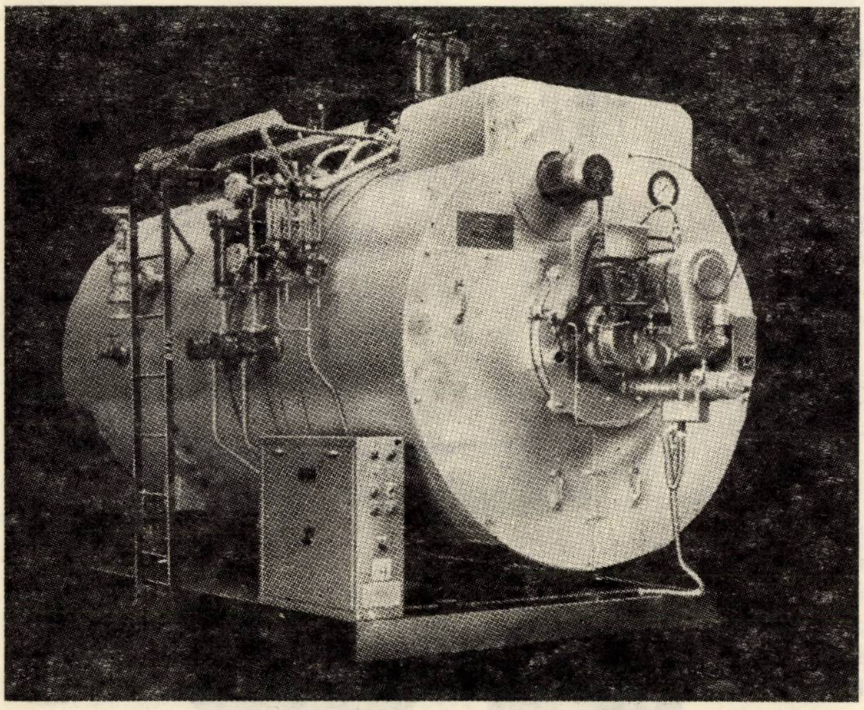
Vizitaţi-ne la standul nr. 2 din Expoziţia industrială daneză – Bucureşti, 20–29.3.1969

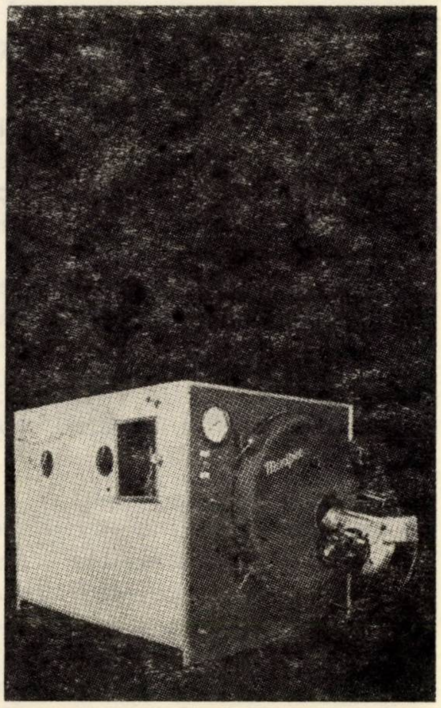
Danfoss

DANFOSS, NORDBORG, DANEMARCA

PUBLICOM

Şase argumente importante pentru a cumpăra un cazan John Thompson





1. O gamă de cazane complet automatizate la preţuri economice — puteţi cumpăra un cazan Minipac de 1 milion de BTu/oră (250 000kcal/oră) cu preţ mai mic decît £ 1 000.
2. Termen de livrare scurt.
3. Verificat complet în funcţiune înainte de expediere.
4. Instalare simplă şi rapidă.
5. Randament ridicat în permanenţă.
6. Posibilitate de a încheia contract de întreţinere după vînzare

Toată gama de cazane John Thompson — Multipac, Aquapac, Minipac, Demipac — este livrată complet cu toate instalaţiile auxiliare.
Se poate trece de la conducerea automată la conducerea manuală prin apăsarea unui buton.
Supravegherea necesită numai cîteva minute pe zi. Dacă aveţi nevoie de abur de la 250 lb/oră (100 kg/oră) pînă la 50 000 lb/oră (20 t/oră) sau apă caldă de la 250 000 Btu/oră (60 000 kcal/oră) pînă la 50 000 000 Btu/oră (12,5 Gcal/oră), adresaţi-vă la John Tompson.

JOHN THOMPSON SHELL BOILER DIVISION
London Road, Glascow, E.1., Scotland

Către: John Thompson (Shell Boiler Division) Ltd., London Road, Glasgow, E.1., Scotland

Numele ....
Întreprinderea ....
Adresa ....
....
.... **COM 40**

PUBLICOM

Cheia cu percuţie cu comandă pneumatică reduce timpul de asamblare şi reparare

În atelierele de reparaţii pînă la jumătate din timpul de lucru efectiv este folosit pentru deşurubarea şi strîngerea piuliţelor şi bolţurilor. În asamblare şi demontare de asemenea se pierde mult timp cu asemenea operaţii.

Chei de strîngere cu percuţie acţionate pneumatic reduc considerabil timpul de lucru. Reduceri de timp substanţiale pot fi obţinute dacă trebuie înlocuite numeroase bolţuri sau în liniile de asamblare pentru motoare şi mecanisme.

UN MODEL PENTRU FIECARE MĂRIME DE BOLŢ

Atlas Copco oferă o gamă largă de chei de strîngere pentru mărimi de bolţuri variind de la 1/4" la 1 1/4". Toate modelele au un motor rotativ puternic şi robust. Cuplul motorului devine de cîteva ori mai mare în timpul cursei de lovire. Lipsa cuplului de reacţie face ca lucrul să fie uşor suportat de către operator. Există de asemenea un model mare pentru a face îmbinări cu piuliţe pînă la 145 mm grosime între planuri.

ALEGERE ÎNTRE DOUĂ TIPURI DE CHEI CU PERCUŢIE – CU LOVITURĂ SIMPLĂ SAU CU DUBLĂ LOVITURĂ

În afară de motor, mecanismul cu o singură lovitură are numai patru părţi în mişcare, într-o combinaţie foarte simplă şi sigură. Aceste chei transmit o lovitură puternică în timpul unei rotaţii a rotorului şi lucrează cu 17—10 lovituri pe secundă. Aceste dispozitive sînt ideale pentru toate tipurile de legături rigide. Mecanismul lucrează în sens direct sau invers. Cuplul poate fi uşor variat. În felul acesta cheia poate fi reglată să desfacă un bolţ cu un cuplu mare şi să strîngă un nou bolţ cu un cuplu corespunzător, fixat în prealabil.

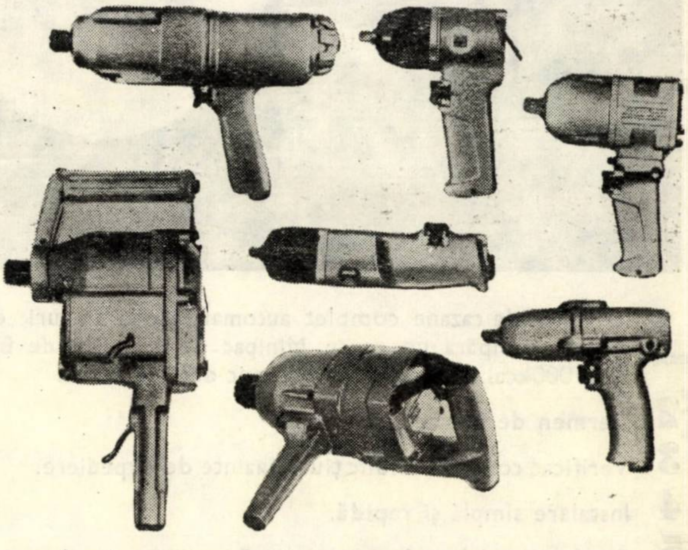
CHEI CU DUBLĂ LOVITURĂ

În modelul cu dublă lovitură, motorul se roteşte cu o viteză mai mare şi scula dă două lovituri pe rotaţie. Ca rezultat, impulsurile cuplului sînt mai mici dar mai frecvente — 45—30 lovituri pe secundă — efectul de durată fiind ideal pentru conexiuni.

Dispozitivul dublu este o unealtă deosebit de indicată pentru legături elastice.

O selecţie de modele şi caracteristicile lor

Simbolul tipului	Dimensiune maximă a bolţului mm	Lovituri/min	Greutate kg
Modele cu o lovitură			
LMS 054	6,5	1000	1,45
LMS 14	8	1000	1,6
LMS 24	9,5	950	2,4
LMS 34	12,5	750	2,9
LMS 44	16	700	3,8
LMS 64	32	600	7,9
Modele cu dublă lovitură			
LMS 11	9,5	2800	1,9
LMS 25	16	1950	4,1
LMS 31	19	1850	5,0
LMS 43	22	1870	10,0
Cheie cu lovire de dimensiuni mari			
RMS 41	145 (dimensiune max. a cheii)	880	36,0



Întrebuinţaţi cuponul de mai jos pentru a cere informaţii tehnice complementare

PUBLICOM

Către: Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm, Suedia
Vă rugăm trimiteţi informaţii tehnice detaliate asupra seriei complete de chei cu lovituri, acţionate pneumatic.

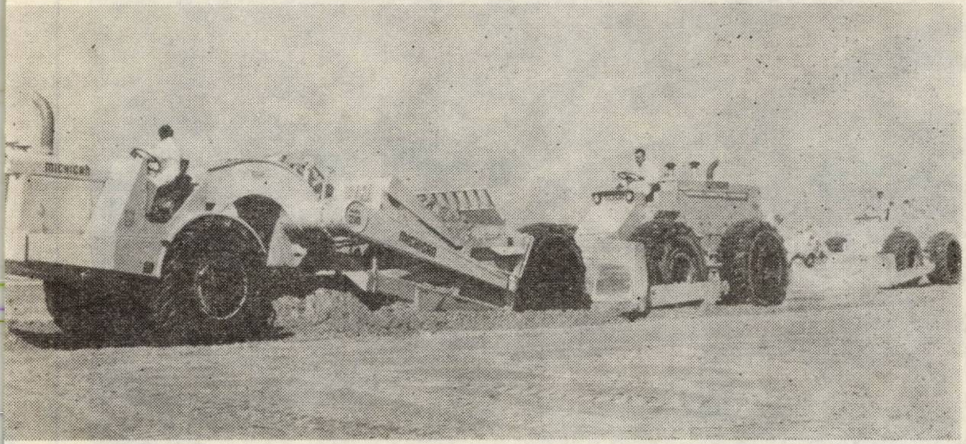
Doresc aceste informaţii în:

☐ Engleză ☐ Franceză ☐ Germană

Numele, ocupaţia ____
Numele întreprinderii ____
Adresa ____ 11/69

Atlas Copco

MICHIGAN moves



TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN
Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP
Modele disponibile cu direcția pe roțile din spate și cu direcție articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m³ și circa 32 m³.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

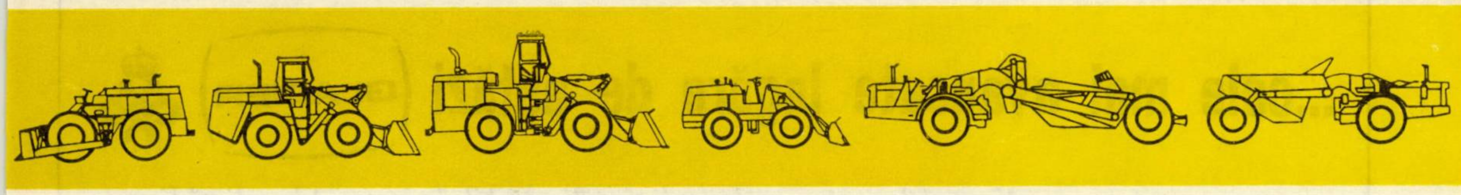
Sînt disponibile modelele cu capacitate de circa 4, 8 și 12 m³.

Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.

Modele disponibile cu direcție pe roțile din spate, pe toate roțile și direcție articulată cu o largă varietate de auxiliare.

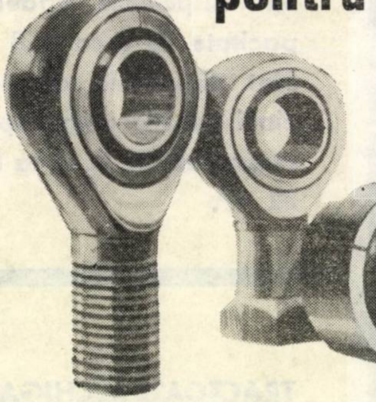


CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est :
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1

MICHIGAN

CLARK
EQUIPMENT

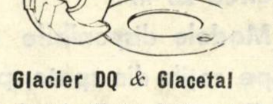
pentru cele mai avansate concepţii actuale...



(Manual Dualign)

Firma The Glacier Metal Company se află la loc de frunte în domeniul proiectării şi perfecţionării rulmenţilor. Cercetări continue o menţin în această situaţie. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenţilor, au oferit industriei mondiale o gamă largă de concepţii şi materiale noi. Produsele realizate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenţi şi sînt fabricate şi desfăcute pe pieţele mondiale cu ajutorul unei reţele de peste 130 licenţiatori, sucursale şi agenţi.

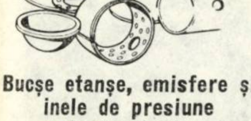
Rulmenţi sferici şi capete de tije Glacier Dualign. Componentele Dualign nu necesită nici o lubrifiere, foarte puţină întreţinere şi funcţionează cu eficacitate pe o întinsă gamă de temperaturi. Ele sînt foarte rezistente la coroziune, suportă murdărie, fluid sub presiune, amestecuri antiger, apă şi alte lichide. Suprafaţa rulmenţilor Glacier DU are cămaşă de oţel cu acoperire de cadmiu, inelul interior este fabricat din aliaj de oţel cu tratament termic şi tija este fabricată din oţel mangan molibden cu acoperire de cadmiu. Rulmenţii sferici şi capetele de tije Dualign sînt interschimbabili cu majoritatea sortimentelor disponibile.



Glacier DQ & Glacetal

Materialul Glacier DQ îmbină proprietăţi mecanice şi caracteristice ale lagărelor uscate. Disponibile ca componente formate sau prelucrate, bare sau ţevi. Glacetal — material necesitînd o lubrifiere minimă, pentru inele de presiune şi piese similare.

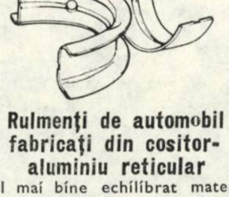
(Manualul Proiectantului nr. 2



Bucşe etanşe, emisfere şi inele de presiune standardizate

Cu cămaşă de oţel, în dimensiuni păstrate în depozit între 3 mm şi 120 mm diametru, fabricate din plumb/bronz. Materiale nelubrifiate Glacier DU şi prelubrifiate Glacier DX.

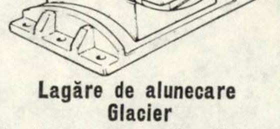
(Manualul Proiectantului nr. 1, 2 & 9)



Rulmenţi de automobil fabricaţi din cositor-aluminiu reticular

Cel mai bine echilibrat material de rulmenţi de mare solicitare, pentru aplicaţii la motoare cu benzină şi motoare diesel.

(Manualul Proiectantului nr. 4)



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte şi eficiente, neavînd nevoie de nici un fel de lubrifiere. Construcţia simplă permite mişcarea în orice direcţie. Bune pentru toată durata de funcţionare a structurii, cu un minimum de întreţinere

(Manualul Proiectantului nr. 6)

...cele mai avansate lagăre de astăzi

GLACIER

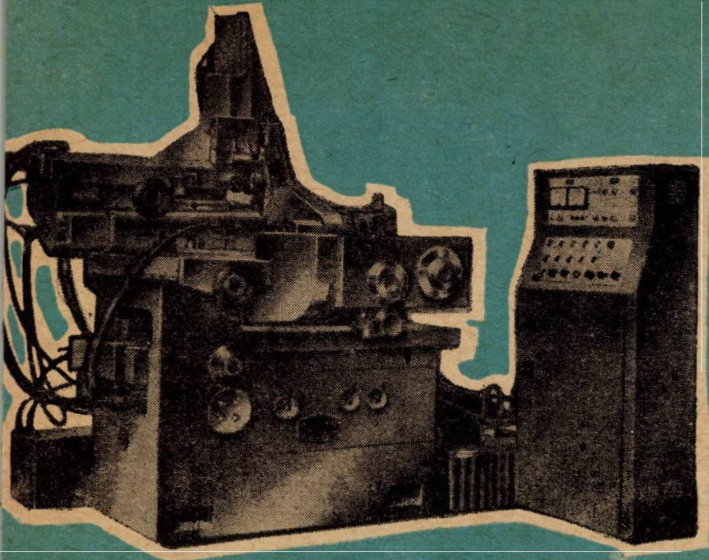
1967

Manualele pentru proiectanţi sînt disponibile la cerere. Adresaţi-vă firmei :

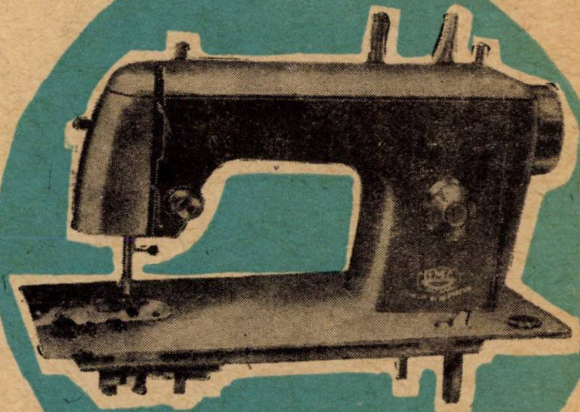
THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

PUBLICOM



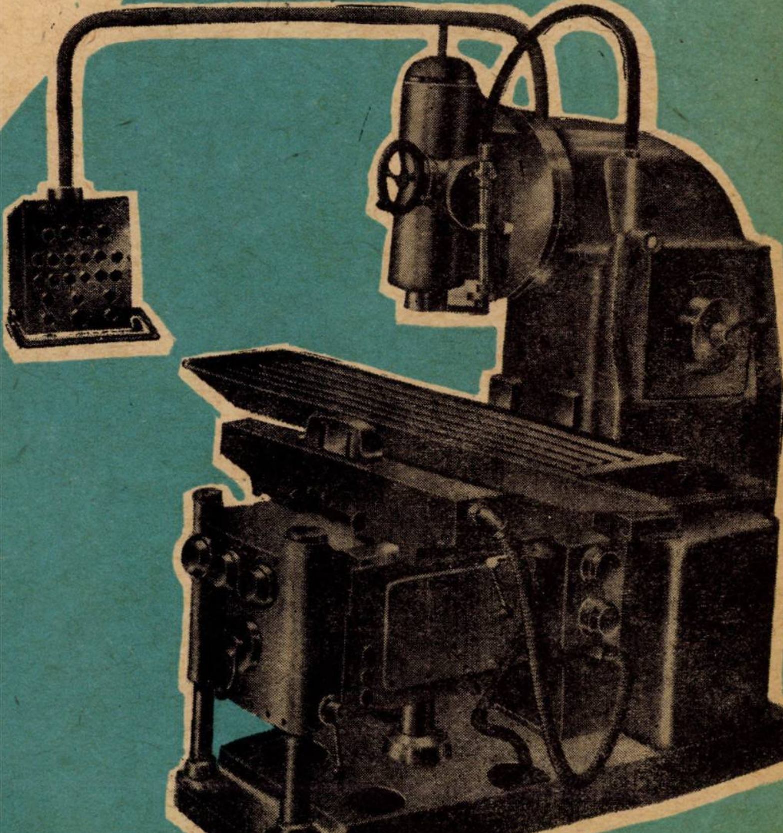
UMC Cugir



Uzina Mecanică Cugir

produce:

- Mașini de cusut: Ileana 67; Rodica; M.C.I.2.
- Mașini de frezat cu consolă: FU-1; FU-320; FU-400; FO-320; FO-400; FV-1; FV-320; FV-400
- Mașini de frezat dantură FD-320A; FD-500
- Mașini de mortezat dantură MD-500
- Mașini de rectificat plan RP-250
- Mașini universale de ascuțit scule UAS-200
- Mașini de ascuțit cuțite plane ACP-13,3; ACP-28
- Mașini de rectificat interior RI-80 (licență NOVARESE — Italia)
- Mașini de rectificat rotund universale RU-200
- Cuplaje și frîne electromagnetice (licență BINDER — MAGNETE R.F.G.)
- Ridicătoare hidraulice M-50



MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

1969 IUL

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

F 3279

R

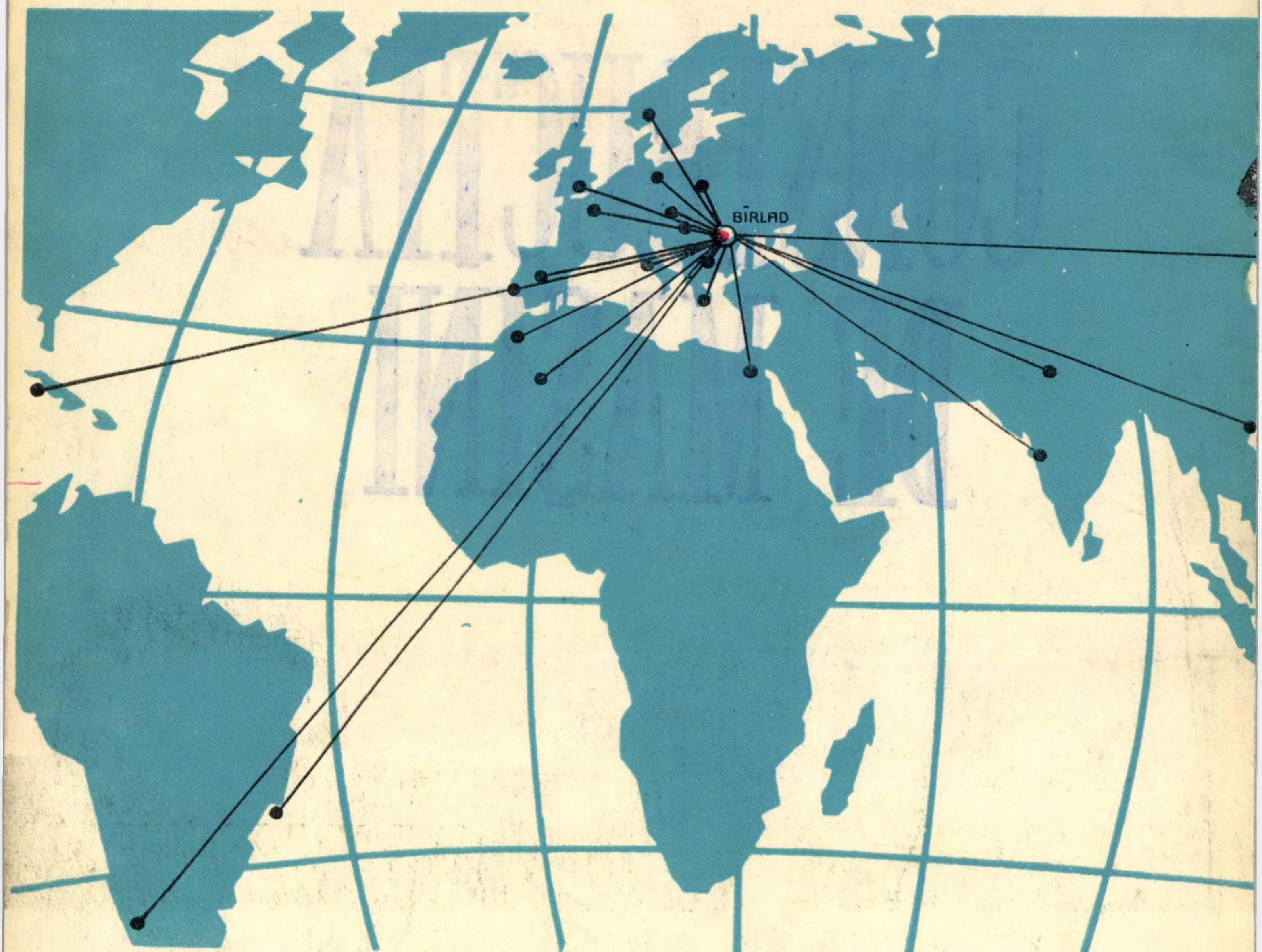
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr. 4 • APRILIE 1969

cy
114

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

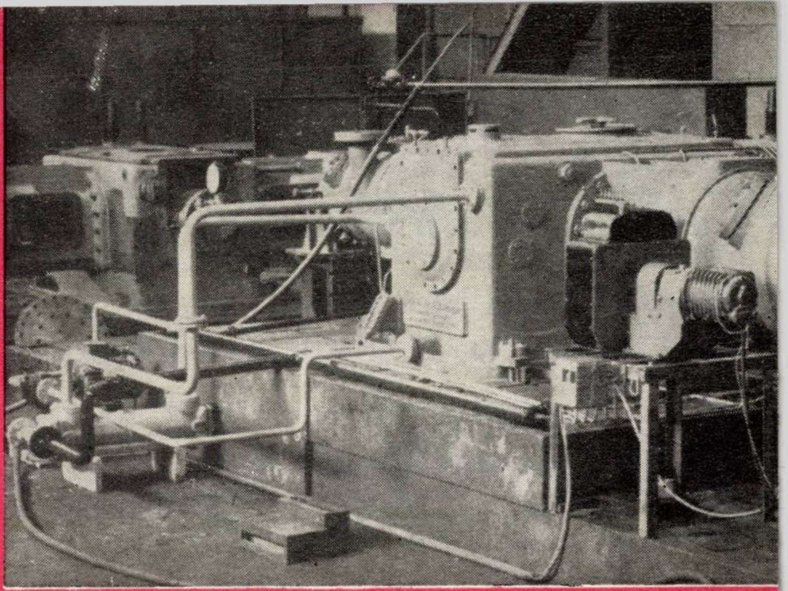
E3279
R

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

produce autocamioane „Carpați" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum și autoșasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

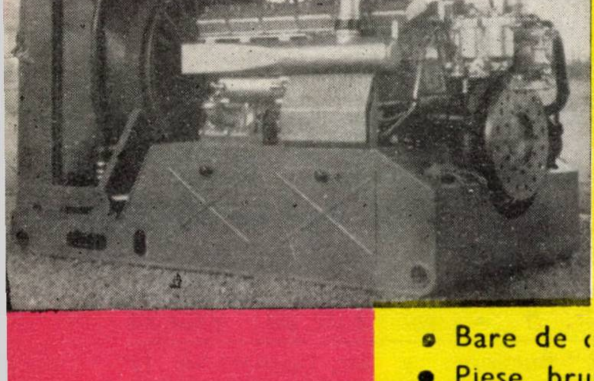
Uzina de Autocamioane Brașov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanți pentru străinătate: „AUTOTRACTOR" București • Str. Lipscani Nr. 19

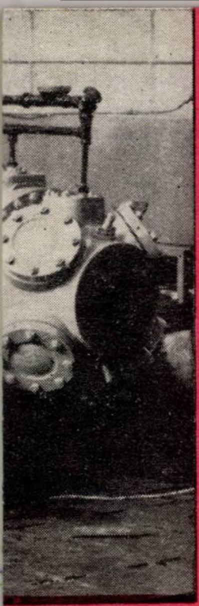


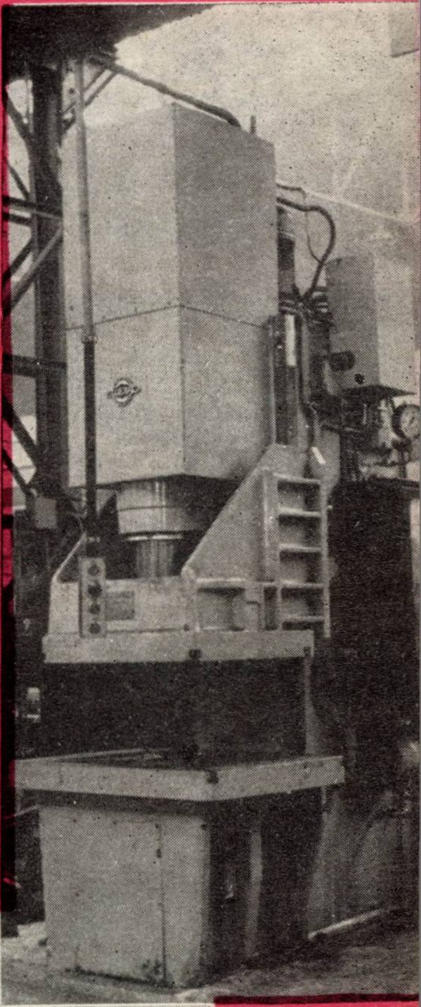
UZINA

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ:

- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm și ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP și cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

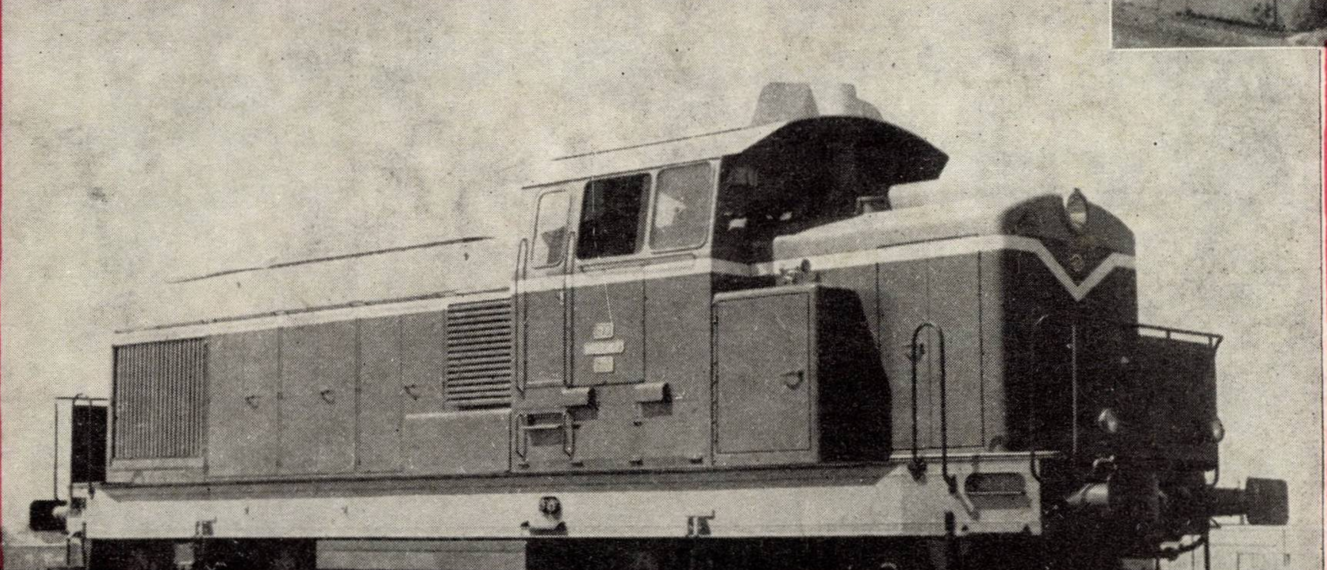


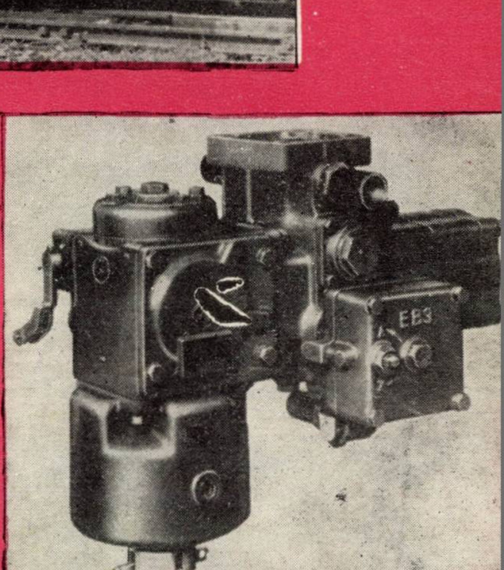




23 AUGUST

BUCUREȘTI • BUL MUNCII 256 • TEL 21.60.30





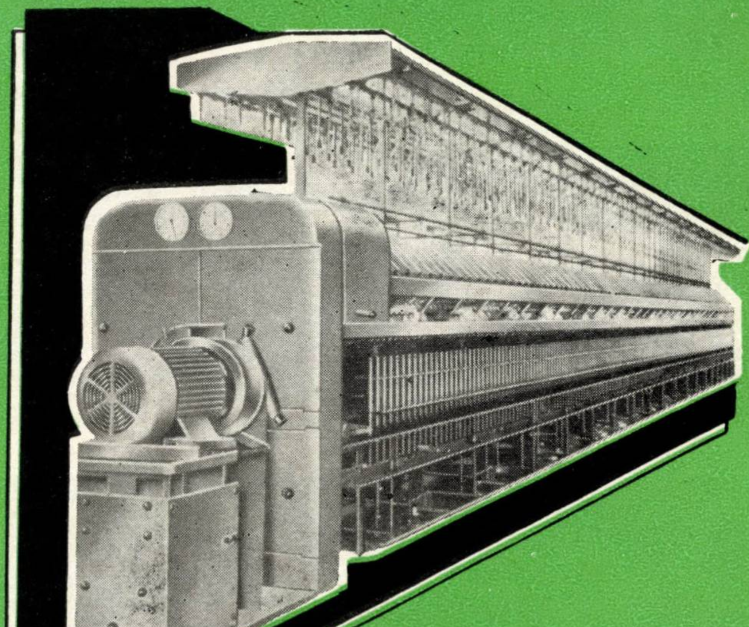
UZINA UNIREA CLUJ

PRODUCE

PENTRU PIATA INTERNA SI EXTERNA

- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice

- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb



MAŞINĂ DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ TIP 2FLP se construieşte cu un număr de 84—468 fuse, din 12 în 12, cu o turaţie a fuselor de 7000 - 11000 rot/min şi torsiunea de 248—1091 răs/min

UZINA „UNIREA" Cluj, Piaţa 1 Mai 2

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, APRILIE Nr. 4, 1969

CUPRINS

BESCHIA, R. şi RĂZMERIŢĂ, GH. : **Contribuţii la studiul transportoarelor cu bandă jgheab.** 195

CIOCÎRDIA, C. : **Optimizarea parametrilor funcţionali şi constructivi ai maşinilor de săpat gropi.** 200

CÎRDU, M. : **Sisteme de reducere a umidităţii aburului la turbinele cu condensaţie.** 208

MARINCAŞ, D. : **Criterii de studiu şi sinteză a transmisiei planetare.** 218

MUSTAFA, M.R., UDREA, C. şi LEONTE, A. : **Metodologia încercărilor la frecare şi uzură.** 227

NANU, A., DRĂGAN, O. şi ISARIE, I. : **Elemente de calcul al eficienţei tehnico-economice în prelucrarea metalelor prin eroziune electrică.** 232

NĂSTASE, C. şi POPOVICI, O. : **Calculul varangelor şi al carlingilor la navele de dimensiuni mici.** 235

RĂDULESCU, GH. : **Influenţa flancării asupra deformaţiei dintelui şi a zgomotului la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi.** 239

DOCUMENTARE 249

REVISTA REVISTELOR 250

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.867.2.001.24

Beschia, R. și *Răzmeriță, Gh.* : **Contribuții la studiul transportoarelor cu bandă jgheab.**

Se evidențiază o metodă de calcul pentru stabilirea parametrilor geometrici optimi ai transportoarelor cu bandă jgheab în scopul realizării unei productivități maxime de transport.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p 195 – 199

CZ 624.132.3 : 621–503. 55 : 511.41

Ciocîrdia, C. : **Optimizarea parametrilor funcționali și constructivi ai mașinilor de săpat gropi.**

Se analizează modul de funcționare al mașinii de săpat gropi MSG-1, propunîndu-se unele îmbunătățiri constructive în scopul optimizării parametrilor funcționali respectivi.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 200 – 207

CZ 621.165

Cîrdu, M. : **Sisteme de reducere a umidității aburului la turbinele cu condensație.**

Se analizează sistemele mecanice de reducere a umidității aburului la turbinele cu condensație, făcîndu-se unele recomandări pentru turbinele fabricate în țară în situația funcționării acestora cu abur la o temperatură mai redusă.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 208 – 218

CZ 621.833.6 : 621–585.127

Marincaș, D. : **Criterii de studiu și sinteză a transmisiei planetare.**

Se propun unele criterii de analiză și sinteză pentru cutiile de viteze planetare cu mai multe grade de libertate, evidențiindu-se o schemă rațională pentru cutia de viteze cu 24 de trepte.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 218 – 226

CZ 620.178.16

Mustafa, M. R., *Udrea, C.* și *Leonte, A.* : **Metodologia încercărilor la frecare și uzură.**

Se realizează un studiu asupra metodologiei încercărilor la frecare și uzură, propunîndu-se un criteriu de comparare a rezultatelor încercărilor și evidențiindu-se unele soluții originale în legătură cu aparatajul experimental utilizat.

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 4, p. 227 – 232

CZ 621.9.048.4

Nanu, A., *Drăgan, O.* și *Isarie, I.* : **Elemente de calcul al eficienței tehnico-economice în prelucrarea metalelor prin eroziune electrică.**

Se prezintă o metodică de calcul pentru aprecierea eficienței tehnico-economice la prelucrarea prin eroziune electrică.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 232 – 235

CZ 629.12.011.71 : 629.12.011.723

Năstase, C. și *Popovici, O.* : **Calculul varangelor și al carlingilor la navele de dimensiuni mici.**

Se prezintă metodele de calcul pentru dimensionarea și verificarea rezistenței structurii fundului la navele de dimensiuni mici.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 235 – 239

CZ 621.833.1

Rădulescu, Gh. : **Influența flancării asupra deformației dintelui și a zgomotului la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți.**

Se prezintă rezultatele experimentale obținute în legătură cu influența flancării dinților la roțile cilindrice cu dantură dreaptă asupra zgomotului în timpul funcționării angrenajelor respective.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 4, p. 239 – 248

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef: 14.90.27; Redacţia: Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3117
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.867.2.001.24

Бескиа, *Р.* и *Рэзмерицэ*, *Г.* : **Исследование ленточных лотковых транспортеров.**

Описывается метод расчета для установления оптимальных геометрических параметров ленточных лотковых транспортеров с целью осуществления максимальной производительности транспорта.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 195—199

ДК 624.132.3 :621—503.55 : 511.41

Чиокырдия, *К.*: **Оптимизация функциональных и конструктивных параметров ямокопательных машин.**

Анализируется способ работы ямокопательной машины МСГ-I и предлагаются некоторые конструктивные улучшения с целью оптимизации соответствующих функциональных параметров.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 200—207

ДК 621.165

Кырду, *М.*: **Системы уменьшения влажности пара в конденсационных турбинах.**

Анализируются механические системы уменьшения влажности пара в конденсационных турбинах и делаются рекомендации для турбин румынского производства в случае их работы посредством пара при более низкой температуре.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 208—218

ДК 621.833.6 : 621—585.127

Маринкаш, *Д.*: **Критерии изучения и синтеза планетарной передачи.**

Предлагаются некоторые критерии анализа и синтеза для планетарных коробок скоростей с несколькими степениями свободы и приводится рациональная схема для коробки скоростей с 24 ступенями.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 218—226

ДК 620.178.16

Мустафа, *М. Р.*, *Удря*, *К.* и *Леонте*, *А.*: **Методология испытания на трение и износ.**

Сообщается о работе по методологии испытаний на трение и износ и предлагаются критерии для сравнения результатов испытаний, подчеркивая более оригинальные решения в связи с применяемой экспериментальной аппаратурой.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 227—232

ДК 621.9.048.4

Нану, *А.*, *Дрэган*, *О.* и *Исарие*, *И.*: **Элементы расчета технико-экономической эффективности при обработке металлов посредством электрической эрозии.**

Приведен метод расчета для оценки технико-экономической эффективности при обработке посредством электрической эрозии.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4. стр. 232—235

ДК 629.12.011.71 : 629.12.011.723

Нэстасе, *К.* и *Попович*, *О.*: **Расчет флоров и кильсонов на суднах небольших размеров.**

Приведены методы расчета для установления размеров и проверки прочности структуры дна на небольших суднах.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 235—239

ДК 621.833.1

Рэдулеску, *Г.*: **Влияние фланлирования на деформацию зубьев и шум цилиндрических прямозубых шестерен.**

Описываются экспериментальные результаты, полученные в связи с влиянием фланкирования зубьев на цилиндрических прямозубых шестернях на шум во время работы соответствующих зубчатых передач.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, стр. 239—248

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.867.2.001.24

Beschia, *R.* und *Răzmeriţă*, *Gh.* : **Beiträge zum Studium der Rinnenbandförderer.**

Es wird ein Berechnungsverfahren für die Bestimmung der geometrischen Optimalparameter der Rinnenbandförderer im Hinblick auf die Erzielung einer maximalen Förderproduktivität dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 195—199

DK 624.132.3 : 621—503.55 : 511.41.

Ciocîrdia, *C.* : **Optimalgestaltung der Betriebs-und Bauparameter der Grubenaushebemaschinen.**

Es wird die Betriebsweise der Grubenaushebemaschine MSG-1 analysiert und eine Reihe konstruktiver Vorschläge im Hinblick auf die Optimalgestaltung der betreffenden Funktionsparameter unterbreitet.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 200—207

DK 621.165

Cîrdu, *M.* : **Systeme zur Herabsetzung der Dampffeuchtigkeit an den Kondensationsturbinen.**

Der Verfasser analysiert die mechanischen Systeme zur Herabsetzung der Dampffeuchtigkeit an den Kondensationsturbinen und gibt Empfehlungen für die im Land gebauten Turbinen, unter den Bedingungen, dass diese bei einer niedrigeren Dampftemperatur arbeiten.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4 S. 208—218

DK 621. 833.6 :621—585.127

Marincaş, *D.* : **Kriterien für das Studium und die Synthese des Planetengetriebes.**

Es werden einige Kritieren für die Analyse und Synthese der Planetenradgetriebe mit mehreren Freiheitsgraden vorgeschlagen und ein rationelles Schema für einen 24 stufigen Getriebekasten dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 218—226

DK 620.178.16

Mustafa, *M. R.*, *Udrea*, *C.* und *Leonte*, *A.* : **Methodologie der Reibungs-und Verschleissprüfung.**

Die Verfasser erörtern die Verfahren der Reibungs-und Verschleissprüfungen und schlagen ein Vergleichskriterium der Prüfergebnisse vor. Gleichzeitig werden auch einige neuartige Lösungen in bezug auf die verwendete Versuchsapparatur dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 227—222

DK 621.9.048.4

Nanu, *A.*, *Drăgan*, *O.* und *Isarie*, *I.*: **Berechnungselemente des technischen und wirtschaftlichen Nutzeffekts bei der Bearbeitung durch Elektroerosion.**

Es wird ein Berechnungsverfahren zur Ermittlung des technisch-wirtschaftlichen Nutzeffekts bei der Bearbeitung durch Elektroerosion dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 222—235

DK 629.12.011.71 : 629.12.011,723

Năstase, *C.* und *Popovici*, *O.* : **Berechnung der Bodenwrange und des Kielschweins bei Schiffen von geringer Grösse.**

Es werden die Berechnungsverfahren für die Dimensionierung und Festigkeitsprüfung der Schiffsbodenstruktur bei Wasserfahrzeugen von geringer Grösse beschrieben.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 235—239

DK 621.833.1

Rădulescu, *Gh.* : **Einfluss der Flankenform auf die Verformung der Zähne und der Lärmentwicklung bei Stirnrädern mit Geradzahnung.**

Es werden die Versuchsergebnisse im Zusammenhang mit dem Einfluss der Flankenform der Zähne an den geradverzahnten Stirnrädern auf die Lärmentwicklung der im Betrieb befindlichen Getriebe dieser Art dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 4, S. 239—248

CONTENTS

DC 621.867.2.001.24

Beschia, R. and *Răzmeriţă, Gh.* : **Contributions to the study of through ribbon conveyors.**

A calculus method to be used for establishing the optimum geometric parameters of through ribbon conveyors in order to obtain a maximum transport productivity is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 195—199

DC 624.132.3 :621—503.55 :511.41

Ciocîrdia, C. : **The optimizing of the functional and constructive parameters of the hole digging machines.**

The way of working of the hole digging machine MSG-1 is analysed and some constructive improvements are suggested in order to optimize the respective functional parameters.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 200—207

DC 621.165

Cîrdu, M. : **Systems of reducing steam humidity in condensing turbines.**

The mechanical systems of reducing steam humidity in condensing turbines are discussed and some suggestions are given for Romanian-made turbines working with steam at a lower temperature.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 208—218

DC 621.833.6 : 621—585.127

Marincaş, D. : **Study and synthesis criteria for planetary gears.**

Some analytical and synthetical criteria are suggested for the planetary gearboxes with several liberty degrees and a rational scheme is given for a gearbox with 24 degrees.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 218—226

DC 620.178.16

Mustafa, M. R., *Udrea, C.* and *Leonte, A.* : **The methodology of friction and wearing tests.**

A study concerning the methodology of friction and wearing tests has been carried out, a criterion for comparing the results of tests is proposed and some original solutions relating to the experimental apparatus used are set forth.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 227—232

DC 621.9.048.4

Nanu, A., *Drăgan, O.* and *Isarie, I.* : **Technical and economic efficiency calculus for electric-erosion metal working.**

A calculus method allowing to calculate the technical and economic efficiency in the electric-erosion metal working is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 232—235

DC 629.12.011.71 : 629.12.011.723

Năstase, C. and *Popovici, O.* : **The calculus of floors and keelsons in small-sized ships.**

The calculus methods used for establishing the dimensions and checking the resistance of bottom structure in small-sized ships are described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 235—239

DC 621.833.1

Rădulescu, Gh. : **The influence of flanking on tooth deformation and noise in cylindrical spur wheels with straight teeth.**

The experimental results obtained in respect of the influence of tooth flanking in cylindrical wheels with straight teeth on the noise during the working of the respective gearings are given.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 4, p. 239—248

SOMMAIRE

CD 621.867.2.001.24

Beschia, R. et *Răzmeriţă, Gh.* : **Contributions à l'étude des bandes transporteuses à rigole.**

On présente une méthode de calcul qui sert à établir les meilleurs paramètres géométriques des bandes transporteuses à rigole afin de réaliser une productivité maximum du transport.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 195—199

CD 624.132.3 : 621—503. 55 : 511, 41

Ciocîrdia, C. : **L'optimisation des paramètres fonctionnels et constructifs des machines à bêcher.**

On examine le fonctionnement de la machine à bêcher MSG-1 et on propose plusieurs améliorations constructives en vue de l'optimisation des paramètres fonctionnels respectifs.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 200—207

DC 621.165

Cîrdu, M. : **Systèmes pour diminuer l'humidité de la vapeur dans les turbines à condensation.**

L'auteur étudie les systèmes mécaniques qui diminuent l'humidité de la vapeur dans les turbines à condensation et formule des recommandations concernant les turbines construites en Roumanie lorqu'elles sont actionnées par une vapeur à température réduite.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 208—218

CD 621.833.6 : 621—585.127

Marincaş, D. : **Critères d'étude et de synthèse pour la transmission planétaire.**

On propose des critères d'analyse et de synthèse pour les boîtes des vitesses planétaires à plusieurs degrés de liberté, en dressant un schéma rationnel pour la boîte des vitesses à 24 échelons.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 218—226

CD 620.178.16

Mustafa, M. R., *Udrea, C.* et *Leonte, A.* : **La méthodologie des essais au frottement et à l'usure.**

On étudie la méthodologie des essais au frottement et à l'usure, on indique un critère de comparaison des résultats des essais et on expose plusieurs solutions originales se rapportant à l'appareillage expérimental employé.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 227—232

CD 621.9.048.4

Nanu, A., *Drăgan, O.* et *Isarie, I.* : **Eléments de calcul de l'efficacité technique et économique de l'usinage des métaux par érosion électrique.**

Les auteurs exposent une méthode de calcul pour apprécier l'efficacité technique et économique lors de l'usinage par érosion électrique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 232—235

CD 629.12.011.71 : 629.12.011.723

Năstase, C. et *Popovici, O.* : **Le calcul des varangues et des carlingues des petits navires.**

On présente les méthodes de calcul pour la détermination des dimensions du fond des petits navires et pour la vérification de la résistance de sa structure.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 235—239

CD 621.833.1

Rădulescu, Gh. : **L'influence du flancage sur la déformation de la dent et sur le bruit dans le cas des roues cylindriques à dents droites.**

On présente les résultats obtenus en ce qui concerne l'influence du flancage des dents des roues cylindriques à denture droite sur le bruit produit durant le fonctionnement des engrenages respectifs.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 4, p. 239—248

CZ 621.867.2.001.24

Contribuţii la studiul transportoarelor cu bandă jgheab*

Ing. Radu BESCHIA Institutul politehnic Galaţi

Ing. Gheorghe RĂZMERIŢĂ Institutul politehnic Galaţi

Construcţia şi folosirea transportoarelor cu bandă în forma lor modernă datează din 1890, cînd s-a pus la punct prima bandă din cauciuc pentru transportul materialelor grele.

În momentul de faţă, transportoarele cu bandă reprezintă cele mai răspîndite instalaţii pentru vehicularea materialelor în masă. Ele sînt indicate pentru transportul aproape al tuturor materialelor pulverulente, granulate sau în bucăţi şi utilizarea acestor utilaje constituie o soluţie economică, recomandată pentru capacităţi de transport din ce în ce mai mari, pe distanţe astăzi chiar de ordinul kilometrilor. Benzile plate au în general productivitate mai mică, astfel încît mărind secţiunea transversală a materialului, ceea ce se realizează cu benzi în formă de jgheab, se pot obţine productivităţi care ating uneori 10—15 000 tf/h [1, 2, 6].

Problemele principale de cercetare în domeniul acestor mijloace de transport sînt mărirea elasticităţii lor, crearea unor tipuri speciale cu caracteristici deosebite în vederea asigurării unei productivităţi cît mai mari etc. [1, 3].

Astăzi, pe plan mondial, se constată tendinţa din ce în ce mai accentuată, mai ales pentru distanţe şi capacităţi mari, de a se folosi benzile jgheab din materiale cu proprietăţi fizico-mecanice cît mai ridicate, capabile să asigure o productivitate şi un randament optim, în condiţii tehnico-economice avantajoase [1, 4, 5].

Astfel, benzile denumite din cauciuc, cele mai folosite, se armează cu ţesătură din fire de bumbac, ţesătură cord tot din bumbac, armătură textilă artificială (viscoză), armătură din fire de sticlă sau sintetice (nailon, perlon), combinaţii din fire naturale şi sintetice sau inserţii din fire de oţel [4, 5, 7, 8, 9, 13].

În studiul şi proiectarea benzilor, productivitatea este impusă, greutatea specifică este constantă, astfel încît trebuie determinat raportul cel mai potrivit între A (secţiunea transversală de material) şi v (viteza de deplasare a benzii).

Valorile vitezelor uzuale recomandate se pot lua din tabela 1 pentru cîteva materiale folosite curent în practică.

Tabela 1

Materialul	Unghiul de taluz în repaus, ρ_0	γ, kgf/m^3	Viteza de deplasare, m/s
Cocs	45	600	2
Cărbuni	45	800— 900	1,5—2,5
Ciment	40	1 470	1,5
Pietriş	45	1 600—1 800	2,5
Sare	40	1 250	0,7—1,6
Malţ	22	530	1,5—2,5
Grîu	25	750	2—2,5
Sfeclă bucăţi	40—45	550	2,5
Orz	26	630	—
Ovăz	28	450	—
Porumb	27°30′	720	—
Secară	37	700	2—2,5
Mazăre	25	810	—
Sămînţă de floare-soarelui	28	440	—
Făină afînată	60—70	500—660	1,5

O viteză mare oferă o serie de avantaje, cum ar fi reductor de turaţie cu raport de demultiplicare mai redus şi deci mai ieftin, bandă mai îngustă şi deci şi schelet metalic mai redus şi ca atare investiţii mai mici, micşorarea diametrelor tamburelor de capăt, o oarecare micşorare a consumului de putere ca o consecinţă a reducerii greutăţii maselor în mişcare.

În schimb, o viteză mare reprezintă posibilitatea sporită de accidente, creşterea cantităţii de praf la materiale pulverulente, sporirea uzurii benzii, execuţia mai îngrijită a tamburelor şi rolelor etc.

Al doilea factor, secţiunea poate fi mărită în principal prin folosirea benzilor jgheab cu rulouri înclinate cu un anumit unghi şi prin alegerea unui anumit raport între lungimile rulourilor astfel încît aria secţiunii transversale să fie maximă.

S-au făcut încercări cu staţii de trei rulouri, cu înclinare mai mare a rulourilor laterale faţă de construcţiile obişnuite normalizate la un unghi de 20° [1, 10, 14, 15].

Aceste staţii permit să se mărească în mod apreciabil capacitatea de transport, iar marginile benzii, fiind puternic ridicate, aceasta capătă o formă semitubulară care măreşte considerabil rigiditatea sistemului. Îndoirea în mers, între rulouri, fără nici o modificare a tensiunii, practic dispare, şi s-a constatat că puterea motorului este sensibil mai mică decît la o bandă clasică în aceleaşi condiţii [10, 14]. Nu s-a constatat la tonaj egal transportat ca uzura benzii să fie mai pronunţată decît la tipul clasic [10, 14].

În sfîrşit, s-au putut suprima rolele de ghidaj care se găseau anterior în instalaţia clasică

---

[*] Lucrarea a fost prezentată în sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Galaţi, mai 1968.

şi care prezentau un real pericol — cu toate măsurile de precauţie luate — şi o cauză suplimentară de uzură pentru bandă.

Centrarea încărcării se face uşor, banda este mult mai stabilă, iar materialele avînd o tendinţă mai mică de deversare la exterior, personalul de deservire poate să încarce banda aproape la maximum.

Este foarte adevărat că banda este solicitată mai mult la încovoiere în plan transversal. Prin armarea însă a materialului de bază — cauciucul—cu o ţesătură de bumbac cord cu fire de sticlă, utilizînd benzi cu înveliş din aloes — o răşină naturală [5, 16] — fabricate în special de firmele Kléber-Colombes şi Hutchinson în Franţa, sau armate cu fire artificiale sau sintetice de tipul Raynile — fabricate de firma Hewitt Robins în S.U.A. — sau benzi armate cu fire din oţel de fabricaţie Goodyear (S.U.A.), problema îndoirii în sens transversal este practic rezolvată. Astfel de benzi au ajuns să fie confecţionate cu o rezistenţă pînă la 600 kgf/cm² [10, 11].

Tendinţele moderne înclină spre armături din viscoză, poliamide şi poliesteri [4, 5, 16].

În ce priveşte mărirea productivităţii şi a factorilor de sarcină în transportul materialelor în vrac se impune o analiză mai detaliată a soluţiilor clasice care prevăd în mod curent construirea de transportoare cu bandă în formă de jgheab, cu parametrii geometrici şi cinematici impuşi de considerente practice.

Astfel, normele DIN 22101, normele Societăţii de minerit francez ca şi literatura de specialitate, în general, recomandă cu precădere utilizarea benzii jgheab cu trei role cu înclinarea de 20°—0°—20° [1, 10, 11, 12, 17].

În cadrul lucrării se caută să se determine o înclinare optimă a rolelor şi un raport optim între laturile jgheabului pentru materialele transportate în mod curent cu aceste instalaţii în majoritatea domeniilor de activitate industrială, care să asigure o productivitate teoretică maximă.

Productivitatea teoretică a transportorului este :

$$Q = 3{,}6 A . v . \gamma, \quad \text{tf/h}, \qquad (1)$$

unde :

A este secţiunea transversală a materialului, m²;

v — viteza de deplasare a benzii, m/s;

γ — greutatea specifică a materialului, kgf/m³.

Se observă că productivitatea maximă la vitezele uzuale recomandate depinde de secţiunea transversală a materialului transportat.

Aria totală A este :

$$A = 2(\text{aria } EFB + \text{aria } EBCG),$$

deci :

$$A = (x + y \cos\alpha)^2 \operatorname{tg} \beta + 2\, x\, y \sin\alpha + y^2 \sin\alpha \cos\alpha, \qquad (2)$$

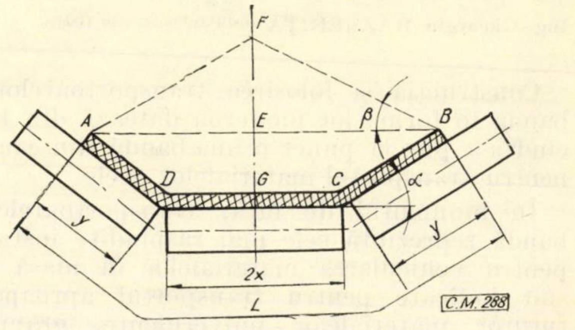


Fig. 1

unde :

$2\,(x+y) = L$ reprezintă lăţimea benzii ;

β — unghiul de taluz real în mişcare ; $\beta = 0{,}5\ \rho_m = 0{,}35\ \rho_0$, ρ_m fiind unghiul de taluz în mişcare, iar ρ_0 unghiul de taluz în repaus ;

α — unghiul de înclinare a rulourilor laterale.

Dacă se notează cu $x = nL$ şi $y = mL$, rezultă :

$$n + m = \frac{1}{2},$$

$$x = \left(\frac{1}{2} - m\right) L, \qquad (3)$$

$$y = m\,L.$$

Ecuaţia (2) devine în acest caz :

$$f(m, \alpha) = \frac{A}{L^2} = \left[\left(\frac{1}{2} - m\right) + m \cos\alpha\right]^2 \operatorname{tg}\beta + 2\left(\frac{1}{2} - m\right) m \sin\alpha + m^2 \sin\alpha \cos\alpha. \qquad (4)$$

Expresia $\frac{A}{L^2}$, pentru un anumit material ($\rho_0 = \text{ct.}$ şi deci şi $\beta = \text{ct.}$) este o funcţie de două variabile, m şi α.

Determinarea maximului funcţiei de două variabile este incomodă pentru calcul şi, în consecinţă, s-a determinat maximul funcţiei de o singură variabilă m, pentru diverse valori discrete ale lui α :

$$\frac{\partial f}{\partial m} = 0,$$

adică :

$$2\left[\frac{1}{2} - m + m \cos\alpha\right] [\cos\alpha - 1] \operatorname{tg}\beta + (1 - 4\,m) \sin\alpha + 2\,m \sin\alpha \cos\alpha = 0.$$

Rezultă :

$$m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sin \alpha - (1 - \cos x) \operatorname{tg} \beta}{\sin \alpha + (1 - \cos \alpha) [\sin \alpha - (1 - \cos \alpha) \operatorname{tg} \beta]} \cdot \qquad (5)$$

S-au ales pentru calcul cîteva materiale cu unghiuri de taluz diferite (tabela 1).

În tabela 2 s-au calculat valorile coeficientului m conform relaţiei (5), pentru materiale cu valori minime, intermediare şi maxime ale unghiului de taluz real în mişcare β.

Cu valorile obţinute s-a trasat diagrama din figura 2, $m = f(\alpha)$ pentru materialele alese, urmînd ca prin interpolare să se poată determina m pentru orice material.

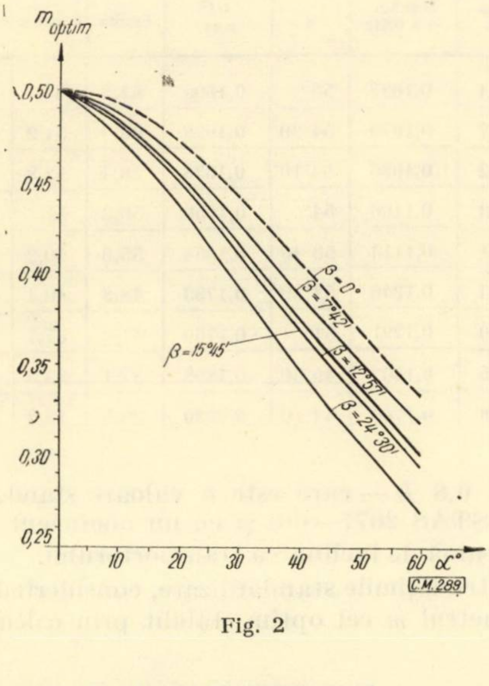


Fig. 2

Cunoscînd pe m optim s-au calculat valorile maxime ale funcţiei $f(m, \alpha) = \frac{A}{L^2}$, care sînt redate în aceeaşi tabelă 2, conform relaţiei (4).

Pe baza calculelor s-a trasat diagrama din figura 3 $\frac{A}{L^2} = f(\alpha)$, pentru diferite valori ale lui β.

Din interpretarea datelor diagramei se pot preciza valorile unghiului α pentru care func-

Tabela 2

α	Malt β = 7°42′		Secară β = 12°57′		Cocs, pietriş, sfeclă, cărbuni β = 15°45′		Făină afinată β = 24°30′	
	m	A/L^2	m	A/L^2	m	A/L^2	m	A/L^2
0°	0,5000	0,0338	0,5000	0,0575	0,5000	0,0705	0,5000	0,1139
5°	0,4952	0,0552	0,4930	0,0788	0,4920	0,0917	0,4882	0,1348
10°	0,4868	0,0756	0,4828	0,0986	0,4806	0,1112	0,4732	0,1534
15°	0,4752	0,0942	0,4694	0,1164	0,4661	0,1286	0,4554	0,1693
20°	0,4609	0,1107	0,4535	0,1319	0,4494	0,1435	0,4352	0,1824
25°	0,4446	0,1249	0,4358	0,1449	0,4309	0,1558	0,4146	0,1927
30°	0,4268	0,1366	0,4168	0,1553	0,4113	0,1655	0,3927	0,2001
35°	0,4080	0,1458	0,3971	0,1631	0,3911	0,1727	0,3707	0,2050
40°	0,3889	0,1526	0,3772	0,1686	0,3708	0,1774	0,3490	0,2075
45°	0,3698	0,1572	0,3576	0,1719	0,3508	0,1801	0,3277	0,2079
50°	0,3510	0,1598	0,3384	0,1732	0,3314	0,1807	0,3073	0,2066
55°	0,3329	0,1605	0,3200	0,1729	0,3128	0,1798	0,2878	0,2038
60°	0,3209	0,1597	0,3025	0,1711	0,2951	0,1775	0,2692	0,1998

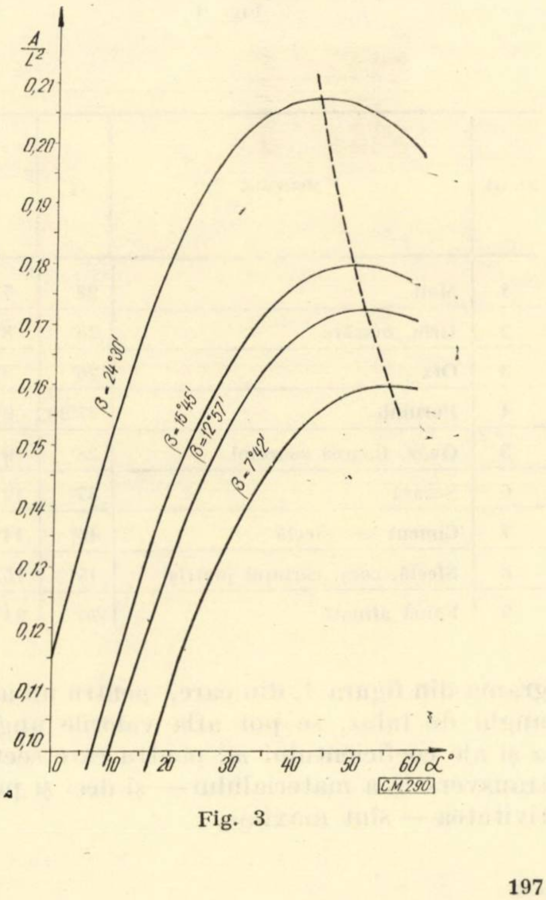


Fig. 3

ția $\frac{A}{L^2}$ prezintă un maxim, pentru un material cunoscut.

Pe baza datelor calculate s-a obținut nomograma din figura 4, din care, pentru un anumit unghi de taluz, se pot afla valorile unghiului α și ale coeficientului m, pentru care secțiunea transversală a materialului — și deci și productivitatea — sînt maxime.

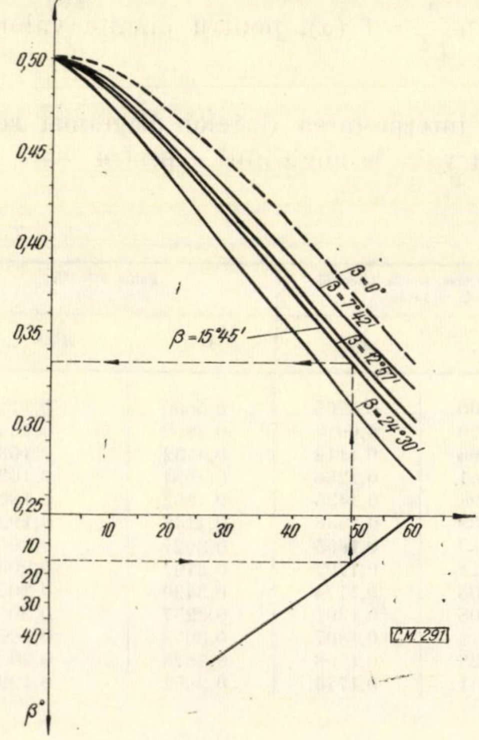


Fig. 4

Concluzii. Metoda recomandată permite stabilirea unghiului optim de înclinare a rolelor laterale și a raportului dintre laturile jgheabului, pentru care se obține secțiunea transversală teoretică maximă, la orice unghi de taluz natural (tabela 3).

Analiza nomogramei din figura 4 duce la concluzia că valorile optime ale parametrului m, pentru toate materialele, converg către o aceeași valoare $m = \frac{1}{3}$.

Rezultatele obținute au fost comparate cu instalațiile existente recomandate de normele franceze, sovietice și românești, pentru care unghiul α se consideră egal cu 20°, parametrul m avînd valorile [1, 18, 19]: normele franceze — $m = 0{,}270$, normele sovietice — — $m = 0{,}312$, normele românești — $m = 0{,}30$.

Calculîndu-se funcția $\frac{A}{L^2}$, conform relației (4), după normele susmenționate, s-a ajuns la concluzia că soluția propusă duce la o creștere procentuală substanțială (tabela 3).

Se observă că aria secțiunii transversale deci și productivitatea cresc mult pentru materialele cu un unghi de taluz mic, cu un spor apreciabil și pentru materialele cu unghi de taluz mare. Pentru calculul ariei efective a secțiunii transversale este necesar să se amplifice valoarea $\frac{A}{L^2}$ cu pătratul lățimii reale a benzii — $L_{real} = 0{,}8\ L$ — care este o valoare standardizată (STAS 2077—66) și cu un coeficient care ține seamă de înclinarea transportorului.

Tabela 3

Nr. crt.	Materialul	ρ_0	$\beta = 0{,}35\ \rho_0$	$\frac{A}{L^2}$ pt. $\alpha = 20°$			Soluția propusă $m=1/3$		Creșterea raportului $\frac{A}{L^2}$ (%) față de soluțiile din:		
				Franța $m = 0{,}27$	România $m = 0{,}3$	U.R.S.S. $m = 0{,}312$	α	(A/L^2) max	Franța	România	U.R.S.S.
1	Malț	22°	7°42′	0,0975	0,1014	0,1027	55°	0,1605	64,6	58,4	56,3
2	Grîu, mazăre	25°	8°45′	0,1019	0,1057	0,1070	54°30′	0,1629	60	54,2	52,2
3	Orz	26°	9°6′	0,1034	0,1072	0,1085	54°10′	0,1638	58,4	52,8	51
4	Porumb	27°30′	9°37′	0,1055	0,1093	0,1106	54°	0,1650	56,3	51	49,1
5	Ovăz, floarea soarelui	28°	9°48′	0,1063	0,1101	0,1114	53°40′	0,1654	55,6	50,2	48,5
6	Secară	37°	12°57′	0,1197	0,1234	0,1246	51°30′	0,1733	48,8	40,4	39
7	Ciment sau sfeclă	40°	14°	0,1242	0,1279	0,1291	51°	0,1760	41,6	37,7	36,3
8	Sfeclă, cocs, cărbuni pietriș	45°	15°45′	0,1319	0,1355	0,1367	49°50′	0,1808	37,1	33,5	32,2
9	Făină afînată	70°	24°30′	0,1725	0,1758	0,1769	44°10′	0,2080	20,5	18,3	17,6

Pentru lățimile standardizate, considerîndu-se parametrul m cel optim stabilit prin calcul, se pot determina lungimile rulourilor de sprijin ale benzii (fig. 5).

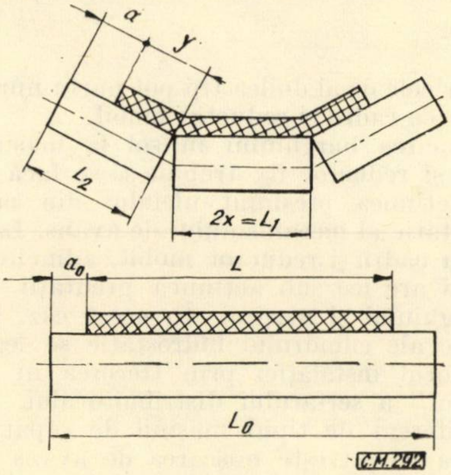


Fig. 5

Rezultatele au fost trecute în tabela 4, în care dimensiunile a şi a_0 sînt date conform recomandărilor din bibliografie [1].

Tabela 4

L, mm	500	650	800	1000	1200
a	50	50	50	55	60
a_0	37,5	37,5	37,5	37,5	57,5
$L_0=L+2a_0$	575	625	875	1 115	1 315
$y=mL=L/3$	167	217	267	333	400
$2x=L-2y=L_1$	166	216	266	334	400
$L_2=y+a$	217	267	317	388	460

BIBLIOGRAFIE

[1] *Biaggi, P.* Les convoyeurs à courroies caoutchoutées. Paris, Dunod, 1958.

[2] *Levinson, B. N.* Transportnîie uistroistva neprerivnogo deistvîia. Moscova, Maşghiz, 1960.

[3] *Bimbenet, M.* La manutention par bandes transporteuses. În : Équipement mécanique, nr. 28, 1962, p. 51–57.

[4] *Green, H.* Materials and methods used in the constructions of conveyor belt. În : Mining electrical and mechanical engineer, nr. 458, 1958, p. 177–178.

[5] L'emploi des textiles artificiels et synthétiques dans les courroies transporteuses. În : Rayonne et fibres synthétiques, nr. 1, 1961, p. 73–80.

[6] *Tihonov, N. V.* Konveiernîi transport na rudnikah i karierah. Moscova, Gosgortehizdat, 1960.

[7] *Otto, K.* Die Bewährung des P.V.C.–Fördergurtes unter Tage. În : Glückauf, nr. 21, 1959, p. 1 308–1 311.

[8] *Bowden, W.* and *Wilson, A. J.* Natural and synthetic polymers in conveyor belting. În : Institution of the rubber industry, Transactions and proceedings, nr. 5, 1958, p. 129–139.

[9] *Atkinson, H. J.* ş.a. Experience in the development and use of fire resistent belting. În : Institution of mining enginneers, Transactions, febr 1959, p. 5, 332–346.

[10] *Wehmeicr, K. H.* Grossbandanlagen in der Steine und Erdenindustrie. În : Fördern und Heben, nr. special 1964, p. 217–223.

[11] *Vierling, A.* Quantitative Folgerungen aus Förderbandmessungen. În : Wärme und Energie, nr. 11, 1959.

[12] *Hutchinson.* Transporteurs-Élévateurs. Courroies pour transporteurs. Paris, fără an, p. 80.

[13] Handbook of belting „Goodyear" (S.U.A.), fără an.

[14] *Besson, M.* Évolution des bandes transporteuses. În : Revue générale de mécanique, nr. 93, 1956, p. 352–356.

[15] *Bahr, J.* Gurtbandförderer in Bergbau. Freiberg, 1959.

[16] Starea actuală a construcţiilor de maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, I.D.T., 1963.

[17] Katalog Hebezeuge und Fördermittel. Leipzig, Institut für Fördertechnik, 1962 şi 1966.

[18] *Dolgolenko, A. A.* Maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, Editura tehnică, 1952.

[19] *Segal, H.* Maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

CZ 624.132.3 : 621 – 503.55 : 511.41

Optimizarea parametrilor funcţionali şi constructivi ai maşinilor de săpat gropi

Şef lucrări Constantin CIOCÎRDIA Institutul politehnic Bucureşti

Exploatarea în condiţii optime a maşinilor de săpat gropi depinde în principal de forma organelor de lucru (vîrful, cuţitele şi spira burghiului) şi de regimul de funcţionare al acestora.

Regimul de funcţionare al burghiului este determinat de turaţia n şi de avansul acestuia s. Acţionarea rotirii burghiului se face de la priza de putere a tractorului, iar avansul se realizează în general cu dispozitive hidromecanice folosindu-se instalaţia hidrostatică a tractorului cu care maşina lucrează în agregat.

Maşinile de săpat gropi sînt echipate cu burghie de dimensiuni diferite, diametrele acestora fiind cuprinse în limite relativ largi (circa 200—1 200 mm şi uneori mai mari). Totodată ele sînt destinate a lucra pe soluri cu proprietăţi fizico-mecanice diferite, respectiv rezistenţa la pătrunderea burghiului în sol fiind cuprinsă în limite destul de largi. Datorită acestor elemente, precum şi pentru a realiza o productivitate cît mai mare (prin micşorarea timpului efectiv de săpare a unei gropi) şi un consum de putere corespunzător puterii disponibile a motorului tractorului, este necesar ca maşinile de săpat gropi să fie prevăzute cu posibilitatea de reglare a turaţiei şi a avansului burghiului.

Avansul burghiului s se poate exprima în funcţie de viteza de coborîre a burghiului v_b $(m \cdot s^{-2})$ şi turaţia acestuia n (rot/min) cu ajutorul relaţiei :

$$s = \frac{1\,000 \cdot v_b}{60 \cdot n}, \text{ mm/rot.} \qquad (1)$$

Reglarea turaţiei, în special în cazul unui număr mare de valori necesare procesului optim de săpare a gropilor, necesită variatoare a căror construcţie este relativ complicată şi care prezintă dificultăţi mai ales din punctul de vedere al gabaritelor acestora şi al plasării pe tractor sau maşina de săpat gropi. Din această cauză, numărul de turaţii care se pot obţine la burghiele maşinilor de săpat gropi este foarte mic (2—3 trepte de turaţii), regimul optim de aşchiere realizîndu-se prin reglarea mărimii avansului cu ajutorul sistemelor hidrostatice de reglare continuă a vitezei de coborîre a burghiului.

Coborîrea burghiului se poate obţine prin acţionarea arborelui pe care se montează burghiul, restul maşinii avînd o poziţie fixă în tot timpul săpării gropii, sau se poate face prin coborîrea împreună cu întreaga maşină. Maşinile de săpat gropi construite după primul sistem se pot denumi maşini cu cadru şi reductor fix, iar cele de al doilea tip pot purta numele de maşini cu cadru şi reductor mobil.

Adîncirea burghiului în sol la maşinile cu cadru şi reductor fix trebuie să se facă forţat, sub acţiunea presiunii uleiului din cilindrul hidrostatic al mecanismului de avans. La maşinile cu cadru şi reductor mobil, adîncirea burghiului are loc sub acţiunea greutăţii proprii a burghiului şi maşinii. În acest caz, ambele camere ale cilindrului hidrostatic se leagă cu rezervorul instalaţiei prin trecerea în poziţia „flotant” a sertarului distribuitorului.

Indiferent de tipul maşinii de săpat gropi, în ceea ce priveşte mişcarea de avans a burghiului, aceasta trebuie să asigure :

— obţinerea unei ghidări cît mai bune a burghiului în timpul lucrului (direcţia de deplasare să fie verticală) şi realizarea cursei corespunzătoare adîncimii maxime a gropii şi luminii de trecere în poziţia de transport a maşinii ;

— posibilitatea reglării vitezei de coborîre a burghiului, corespunzător diferitelor avansuri optime ale acestuia, în funcţie de dimensiunile gropii şi caracteristicile solului ;

— menţinerea constantă, sau în limite strînse de variaţie, a mărimii avansului iniţial reglat, pe întreaga cursă de lucru a burghiului.

Neîndeplinirea acestor cerinţe influenţează defavorabil asupra realizării gropilor conform cerinţelor agrotehnice, asupra productivităţii maşinii şi a durabilităţii acesteia.

Pentru săparea gropilor destinate plantării pomilor şi viilor este indicat să fie construite în general maşini cu cadru şi reductor mobil, deoarece în comparaţie cu maşinile cu cadru şi reductor fix, acestea sînt mai simple din punct de vedere constructiv, au dimensiuni de gabarit mai mici şi au în exploatare un grad de manevrabilitate mai mare.

În continuare se prezintă posibilităţile de optimizare a parametrilor funcţionali ai maşinilor de săpat gropi cu cadru şi reductor mobil din punctul de vedere al mişcării de coborîre a burghiului.

Ghidarea burghiului în timpul lucrului. Maşinile de săpat gropi cu cadru şi reductor mobil sînt construite în general astfel : burghiul se montează direct la axul de ieşire al reductorului, acesta din urmă fiind articulat la cadrul maşinii care constituie unul dintre elementele mecanismului pentru coborîrea şi ridicarea burghiului. Ghidarea burghiului este asigurată prin traiectoria descrisă de punctul de articulaţie al reductorului burghiului la mecanismul de coborîre şi ridicare şi de către vîrful burghiului (după pătrunderea acestuia în sol). Mecanismele utilizate în aces scop sînt mecanisme plane, ele putînd fi directoare exacte sau directoare aproximative.

Mecanismele plane directoare exacte realizează o traiectorie rectilinie a unui anumit punct al elementului condus, satisfăcînd astfel foarte bine cerinţele de ghidare a burghiului. Ele sînt însă relativ complicate, adaptabilitatea lor la condiţiile de suspendare pe tractor a maşinii de săpat gropi este greu de realizat şi de aceea, practic, pot fi considerate ca neutilizabile.

Mecanismele directoare aproximative sînt mai simple, mult mai uşor de adaptat la condiţiile de suspendare a maşinii pe tractor, ceea ce constituie un avantaj deosebit. Traiectoria realizată de acestea diferă însă, într-o oarecare măsură, de dreapta verticală. Dacă pe lungimea cursei corespunzătoare adîncimii gropii, abaterile de la linia dreaptă sînt foarte mici, atunci utilizarea lor la maşinile de săpat gropi este mai raţională decît a mecanismelor directoare exacte.

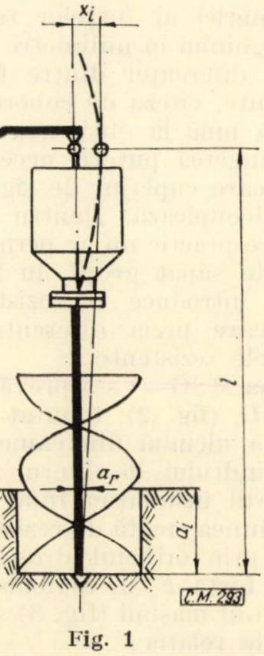


Fig. 1

Deosebit de important este ca abaterea maximă a punctului de articulaţie al burghiului (reductorului împreună cu burghiul) faţă de verticală să nu se producă spre adîncimea maximă a gropii. După pătrunderea în sol a vîrfului burghiului, acesta contribuie la ghidarea burghiului. De aceea, la o abatere x_i a punctului de articulaţie (fig. 1) faţă de verticală corespunde o abatere radială a burghiului la nivelul solului egală cu a_r Mărimea acesteia este dată de relaţia :

$$a_n = \frac{a_i}{l} x_i,$$

în care :

l este distanţa de la punctul de articulaţie al reductorului cu mecanismul maşinii pînă la planul de tăiere al cuţitului ;

a_i — adîncimea găurii la un anumit moment, la care abaterea punctului de articulaţie este egală cu x_i.

Pentru o anumită valoare a dimensiunii l impusă de cerinţele funcţionale şi constructive ale maşinii, coeficientul de proporţionalitate al abaterii radiale a_r faţă de abaterea x_i a punctului de articulaţie, se măreşte pe măsura pătrunderii burghiului în sol, ceea ce necesită o micşorare corespunzătoare a lui x_i pentru ca abaterea a_r să nu crească.

Datorită trepidaţiilor în plan orizontal ale agregatului tractor-maşină, solul de pe peretele gropii se tasează, ceea ce duce la o uşoară creştere a diametrului gropii faţă de diametrul burghiului (circa 2—5 mm pe rază, valori minime corespunzînd solurilor compacte). Creşterea abaterii a_r peste valoarea jocului dintre burghiu şi gaură determină mărirea frecării burghiului de peretele gropii şi solicitări suplimentare la încovoiere ale acestuia.

De aceea este indicat ca abaterea punctului de articulaţie să nu depăşească circa 10 mm la începutul săpării gropii şi să tindă către zero în a doua jumătate a adîncimii respective.

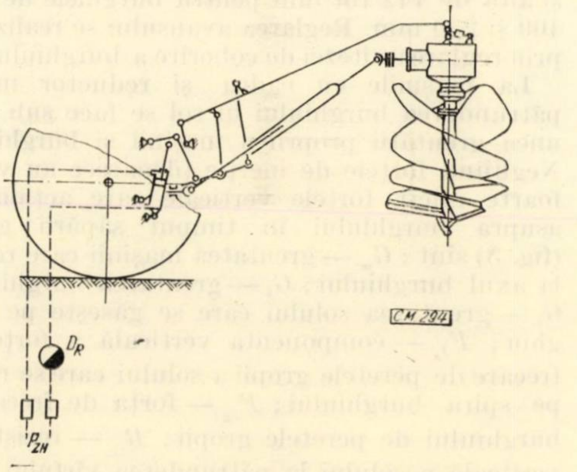


Fig. 2

În figura 2 este prezentată schema maşinii MSG—1 proiectată la Întreprinderea de proiectări şi prototipuri de maşini pentru agricultură (I.P.M.A.) şi fabricată de Uzina Steaua roşie-Bucureşti. Pentru coborîrea şi ridicarea burghiului este folosit un mecanism director aproximativ, compus din zece elemente (inclusiv baza mecanismului) şi 13 cuple de ordinul 5, al cărui grad de mobilitate este egal cu unitatea. Din cele zece elemente, cinci sînt ale dispozitivului de ridicare al tractorului, deci numărul elementelor noi este mic, ceea ce duce la o realizare constructivă simplă și la o adaptabilitate ușoară la tractor.

Din studiul cinematic al acestui mecanism [1] a rezultat că, pentru anumite condiţii geometrice între dimensiunile elementelor componente ale mecanismului, abaterea punctului de articulaţie faţă de verticală este cuprinsă între 10 şi 0 mm pe porţiunea corespunzătoare cursei burghiului din momentul cînd vîrful acestuia atinge solul şi pînă cînd planul tăişurilor cuţitului se găseşte la adîncimea de circa 300 mm, după care abaterea se menţine practic nulă pînă la adîncimea de 800 mm (la care se execută gropile).

Rezultă deci că mecanismul maşinii MSG—1 satisface condiţiile necesare din punctul de vedere al ghidării burghiului, trebuind ca la montajul maşinii pe tractor să se regleze dimensiunile unora din elementele mecanismului astfel încît să se îndeplinească cerinţele geometrice impuse.

Avansul burghiului. Mărimea avansului burghiului depinde în principal de : forma şi dimensiunile burghiului, turaţia acestuia, tipul şi starea solului. Din motive menţionate anterior, maşinile de săpat gropi sînt prevăzute cu variatoare de turaţie în 2—3 trepte. Modificarea turaţiei se face în funcţie de diametrul burghiului utilizat. Astfel, la maşina MSG—1 se poate lucra cu două turaţii, una de 98 rot/min indicată pentru burghiele de 1 000 şi 800 mm şi alta de 142 rot/min pentru burghiele de 600, 400 şi 250 mm. Reglarea avansului se realizează prin reglarea vitezei de coborîre a burghiului V_b.

La maşinile cu cadru şi reductor mobil, pătrunderea burghiului în sol se face sub acţiunea greutăţii proprii a maşinii şi burghiului. Neglijînd forţele de inerţie (deoarece au valori foarte mici), forţele verticale care acţionează asupra burghiului în timpul săpării gropii (fig. 3) sînt : G_m — greutatea maşinii care revine la axul burghiului ; G_b — greutatea burghiului ; G_s — greutatea solului care se găseşte pe burghiu ; F_{f_s} — componenta verticală a forţei de frecare de peretele gropii a solului care se ridică pe spira burghiului ; F_{f_b} — forţa de frecare a burghiului de peretele gropii ; R_{z_v} — rezistenţa verticală a solului la pătrunderea vîrfului burghiului ; R_{z_c} — rezistenţa verticală a solului la acţiunea cuţitelor burghiului.

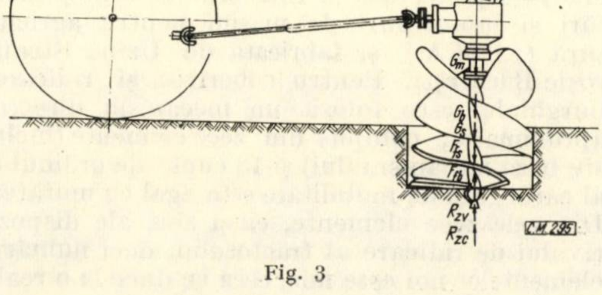


Fig. 3

Forţa verticală activă F_z este dată de relaţia :

$$F_z = G_m + G_b + G_s \quad F_{f_s}, \tag{2}$$

iar forţa rezistentă R_z se exprimă prin relaţia

$$R_z = R_{z_v} + R_{z_c} + F_{f_b} \cdot \tag{3}$$

Pentru ca procesul de săpare să aibă loc este necesar ca $F_z > R_z$. În mărimea forţei active ponderea cea mai mare o are forţa ce reprezintă greutatea maşinii. La maşinile de săpat gropi cu adîncirea prin propria greutate, diferenţa $F_z — R_z$ este minimă pentru condiţiile cele mai grele de lucru, adică în cazul utilizării burghiului cu diametrul cel mai mare. Pe măsură ce maşina este echipată cu burghie de diametre mai mici, creşte valoarea acestei diferenţe. Astfel, pentru maşina MSG—1 se poate scrie că :

$$(F_{z1000} - R_{z1000}) < (F_{z800} - R_{z800}) < \cdots < \\ < (F_{z250} - R_{z250}), \tag{4}$$

indicii numerici ai forţelor reprezentînd diametrul burghiului în milimetri.

Datorită diferenţei dintre forţele active şi cele rezistente, viteza de coborîre a burghiului se modifică pînă la obţinerea echilibrului sau pînă la atingerea puterii necesare rotirii burghiului la care cuplajul de siguranţă al transmisiei se decuplează. Pentru evitarea acestei situaţii, care practic nu ar permite funcţionarea maşinilor de săpat gropi, în instalaţia hidrostatică se introduce o rezistenţă hidraulică reglabilă, care preia diferenţa dintre forţele active şi cele rezistente.

La maşina MSG—1 s-a prevăzut în acest scop un drosel D_r (fig. 2), montat pe conducta de evacuare a uleiului din camera din faţa pistonului cilindrului de lucru al ridicătorului. Distribuitorul instalaţiei fiind în poziţia „flotant”, presiunea creată de rezistenţa de scurgere a uleiului prin orificiul droselului trebuie să echilibreze forţa F_a în articulaţia reductorului la mecanismul maşinii (fig. 3) şi a cărei mărimie este dată de relaţia :

$$F_a = G_m + G_b + G_s + F_{f_s} - (R_{z_v} + R_{z_c} + R_{f_b}), \tag{5}$$

în care G_m reprezintă greutatea reductorului şi componenta greutăţii transmisiei cardanice care revine asupra reductorului.

Debitul droselului se exprimă cu relaţia :

$$Q_{DR} = k \cdot \alpha \cdot s_{DR} \sqrt{p_e - p_0}, \text{ l/min}, \tag{6}$$

în care :

k este un coeficient ce depinde de tipul uleiului ($k = 2g/\gamma$; g fiind acceleraţia gravitaţiei şi γ greutatea specifică a uleiului); pentru uleiuri minerale se poate considera $k = 0,885$;

α — coeficient de debit ce depinde în special de forma secţiunii de trecere a uleiului prin drosel; în general $\alpha = 0,63\ldots0,72$;

s_{DR} — secţiunea de trecere a uleiului prin drosel, mm²;

p_e — presiunea uleiului la intrarea în drosel, kgf/cm²;

p_0 — presiunea uleiului la ieşirea din drosel, kgf/cm².

Avînd în vedere că presiunea p_e este relativ mare şi că presiunea la ieşirea din drosel $p_0 \approx 0$, debitul droselului se poate exprima cu relaţia:

$$Q_{DR} = k \cdot \alpha \cdot s_{DR} \sqrt{p_e}. \tag{7}$$

Debitul de ulei evacuat din cilindrul hidrostatic $Q_c = \frac{\pi D^2}{4} v_p$ (D este diametrul interior al cilindrului şi v_p — viteza de deplasare a pistonului în cilindru) este deci determinat de debitul de curgere a uleiului prin drosel.

Deoarece:

$$Q_c = Q_{DR},$$

rezultă:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_p = k \cdot \alpha \cdot s_{DR} \sqrt{p_e},$$

de unde:

$$v_p = \frac{4 k \alpha}{\pi D^2} s_{DR} \sqrt{p_e}.$$

Considerînd ca mărimi constante pe k, α şi D, şi pentru o anumită reglare a droselului $s_{DR} = \text{const.}$, expresia vitezei pistonului în cilindru se poate scrie sub forma:

$$v_p = C \sqrt{p_e}, \tag{8}$$

în care:

$$C = \frac{4 k \alpha}{\pi D^2} s_{DR}.$$

Neluînd în considerare randamentul mecanic al mecanismului, forţa consumată pentru învingerea rezistenţei la deplasarea pistonului în cilindru datorită frecării tijei în sistemul de etanşare şi frecării pistonului în cilindru, randamentul hidraulic al instalaţiei, precum şi forţa de echilibrare a greutăţii mecanismului, presiunea p_e corespunde forţei F_e la tija pistonului, necesară echilibrării forţei F_a ce acţionează asupra articulaţiei reductorului.

Deci:

$$p_e = \frac{F_e}{\frac{\pi D^2}{4}},$$

respectiv:

$$\sqrt{p_e} = \frac{1,13}{D} \sqrt{F_e} = \frac{1,13}{D} \sqrt{i_f F_a}, \tag{9}$$

în care i_f este coeficientul de proporţionalitate (reducere) a forţei F_a la tija pistonului, constituind o caracteristică a mecanismului maşinii.

Înlocuind relaţia (9) în relaţia (8), rezultă:

$$v_p = \frac{1,13}{D} C \cdot i_f^{\frac{1}{2}} \cdot F_a^{\frac{1}{2}}. \tag{10}$$

Se notează cu i_v coeficientul de proporţionalitate între viteza verticală a burghiului v_b (viteza articulaţiei reductorului la mecanismul maşinii) şi viteza v_p a pistonului cilindrului, deci:

$$i_v = \frac{v_b}{v_p}. \tag{11}$$

Acest coeficient constituie de asemenea o caracteristică a mecanismului care depinde direct de cinematica acestuia.

Înlocuind relaţia (11) în relaţia (10), rezultă:

$$v_b = C_1 \cdot i_v \cdot i_f^{\frac{1}{2}} F_a^{\frac{1}{2}}, \tag{12}$$

în care $C_1 = \frac{1,13}{D} C$ este o constantă.

Această relaţie este deosebit de utilă deoarece pune în evidenţă factorii principali care influenţează asupra vitezei de coborîre a burghiului în timpul săpării unei gropi şi a sensului în care fiecare din aceştia influenţează asupra mărimii ei.

Constanţa C_1 este o caracteristică a droselului şi a cilindrului hidrostatic. Ea nu depinde de poziţia burghiului în timpul lucrului, păstrîndu-şi aceeaşi valoare pentru o secţiune a droselului iniţial reglată.

Coeficientul de proporţionalitate i_f este o caracteristică cinematică a mecanismului. Studiul mecanismului de la maşina MSG—1 [1] a dus la concluziile reprezentate grafic în figura 4, care evidenţiază faptul că, pe o cursă

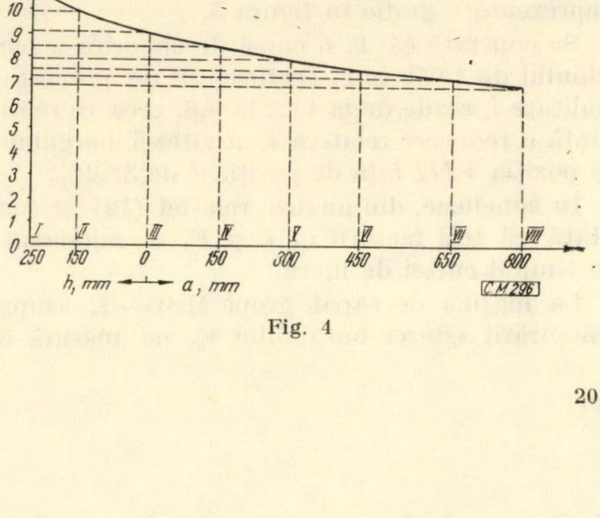


Fig. 4

de 1 050 mm a burghiului, i_f scade de la 10,85 la 6,8.

Poziţiile *I—VIII* ale burghiului indică distanţa la care se găseşte planul tăişurilor cuţitelor faţă de suprafaţa solului, respectiv înălţimea *h* a burghiului în poziţia ridicat şi adîncimea gropii *a*. Deoarece vîrful burghiului are o înălţime de circa 150 mm, acesta va lua contact cu solul la poziţia *II*, iar la poziţia *I* lumina de trecere va fi de 100 mm.

Forţa verticală F_a din articulaţia reductorului la mecanismul maşinii este variabilă în timpul cursei burghiului. Analizînd relaţia (5), rezultă că :

— pe porţiunea cursei de apropiere a vîrfului burghiului de sol (de la poziţia *I* la poziţia *II*) :

$$F_a = G_m + G_b ;$$

— pe porţiunea de pătrundere a vîrfului burghiului în sol :

$$F_a = G_m + G_b - R_{z_v} ;$$

— pe porţiunea cursei corespunzătoare momentului din care cuţitele încep tăierea solului (poziţia *III*) şi pînă la adîncimea maximă a gropii de 800 mm (poziţia *VIII*) :

$$F_a = G_m + G_b + G_s + F_{f_s} - (R_{z_v} + R_{z_c} + F_{f_b}) \cdot$$

Deoarece greutatea solului de pe burghiu G_s şi forţa de frecare a solului de peretele gropii F_{f_s} cresc, pe măsură ce burghiul se adînceşte în sol, în măsură mult mai mică decît creşterea rezistenţelor R_{z_v} şi R_{z_c}, iar $F_{f_b} \approx$ const., forţa F_a se micşorează treptat de la poziţia *III* la poziţia *VIII*. Din determinările experimentale efectuate cu maşina MSG—1 [1] s-a constatat că, în special pe soluri grele, la adîncimi peste 400 mm, se poate ajunge la valori foarte mici ale forţei F_a (de circa 8 — 10 ori mai mici decît mărimea acesteia pe porţiunea de coborîre în gol), tinzînd uneori către zero.

Coeficientul de proporţionalitate i_v variază ca mărime în timpul cursei de lucru a burghiului, deoarece pentru o mărime determinată a vitezei pistonului v_p, viteza burghiului v_b se modifică, datorită cinematicii mecanismului maşinii. Astfel, studiul cinematic al mecanismului maşinii MSG—1 [1] a dus la concluziile reprezentate grafic în figura 5.

Se constată că, la o cursă de coborîre a burghiului de 1 050 mm, coeficientul de proporţionalitate i_v scade de la 11,1 la 6,8, ceea ce reprezintă o reducere relativă i'_v a vitezei burghiului la poziţia *VIII* faţă de poziţia *I* de 38,2 %.

În concluzie, din analiza relaţiei (12) se constată că toţi factorii i_v, i_f şi F_a se micşorează în timpul cursei de lucru.

La maşina de săpat gropi MSG—1, asupra micşorării vitezei burghiului v_b, pe măsură ce acesta pătrunde în sol, influenţează mai mult micşorarea forţei F_a, care în condiţiile solurilor grele tinde către zero şi poate duce la oprirea mişcării de avans a burghiului. În această situaţie, maşina nu mai poate lucra pe principiul pe care a fost concepută, fiind necesară trecerea distribuitorului din poziţia „flotant” în poziţia „coborît” şi, ca urmare, adîncirea burghiului în sol se va face forţat, sub acţiunea presiunii uleiului din camera din spatele pistonului cilindrului de lucru. Această manevrare atrage însă modificări în regimul de solicitări mecanice ale elementelor mecanismului maşinii, putînd produce deteriorarea lor.

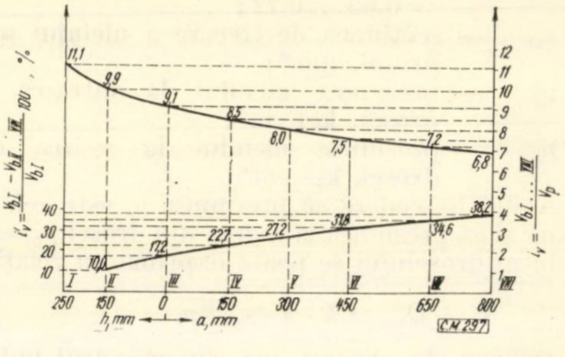


Fig. 5

Micşorarea vitezei de coborîre a burghiului are şi repercusiuni economice, ducînd la scăderea pronunţată a productivităţii maşinii. Totodată provoacă scăderea capacităţii burghiului de a ridica solul tăiat la suprafaţă şi de a-l azvîrli pe teren, ceea ce face ca pe burghiu să rămînă o cantitate mai mare de pămînt. La ridicarea burghiului, pămîntul cade în groapă atît prin alunecare pe spiră cît şi prin spaţiul dintre burghiu şi peretele gropii. Pe de altă parte, solul, fiind azvîrlit foarte aproape de peretele gropii, se surpă şi cade în groapă imediat după scoaterea burghiului sau cu timpul. În acest mod, în groapă rămîne o cantitate relativ mare de pămînt, ceea ce face ca adîncimea efectivă a gropii să se micşoreze. Pentru a rezulta adîncimea impusă (800 mm) este necesar în această situaţie ca burghiul să lucreze la o adîncime mai mare (peste 900 mm) pentru ca după scoaterea burghiului, prin pămîntul care cade în fundul gropii, adîncimea acesteia să aibă valorile cerute.

Se consideră necesară, deci, optimizarea funcţionării maşinii de săpat gropi MSG—1, din punctul de vedere al vitezei de lucru a burghiului.

Coeficientul de proporţionalitate i_v nu poate fi modificat pentru ca valoarea lui să varieze în mai mică măsură pe parcursul cursei burghiului, decît prin înlocuirea mecanismului maşinii. Avînd în vedere, pe de o parte, faptul că acest mecanism corespunde cerinţelor de ghidare a burghiului și are o construcție relativ simplă, iar pe de altă parte faptul că variația coeficientului i_v are o influență mai mică asupra vitezei de coborîre a burghiului, se consideră indicat ca îmbunătățirea ce va fi adusă mașinii să nu afecteze mecanismul acesteia.

Produsul $i_f^{\frac{1}{2}}\ F_a^{\frac{1}{2}}$ influențează mai mult asupra variației vitezei v_b și, în concluzie, se impune să se acționeze asupra acestuia. Valorile coeficientului i_f și forței F_a nu pot fi menținute constante în timpul lucrului, datorită cauzelor menționate anterior. Mărimea acestui produs determină mărimea forței axiale ce revine asupra tijei pistonului cilindrului hidrostatic și deci a presiunii uleiului la scurgerea prin drosel, ceea ce provoacă variația debitului Q_{DR} al droselului și deci variația vitezei v_p de coborîre a pistonului cilindrului. Este deci necesară anihilarea influenței variației mărimii produsului $i_f^{\frac{1}{2}}\ F_a^{\frac{1}{2}}$ asupra vitezei de coborîre a burghiului prin determinarea unei soluții care să asigure menținerea unui debit constant al droselului la modificări ale presiunii uleiului în camera de intrare a acestuia.

Pentru rezolvarea problemei se recomandă să se introducă în circuitul hidraulic un stabilizator de debit (fig. 7) cu scopul de a menține constantă diferența dintre presiunea uleiului la intrarea în drosel p_e și presiunea la ieșirea acestuia din drosel p'_e.

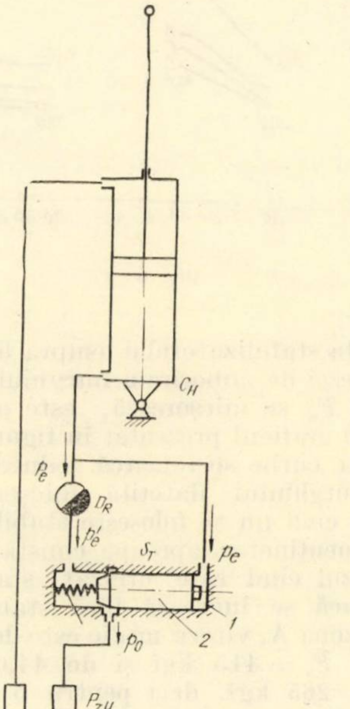


Fig. 6

În acest caz relația debitului droselului este :

$$Q_{DR} = k \cdot \alpha \cdot s_{DR} \sqrt{\Delta\ p_e}, \tag{13}$$

în care :

$$\Delta p_e = p_e - p'_e.$$

Stabilizatorul de debit se compune din corpul *1*, sertarul *2* și arcul *3*. Uleiul din cilindru, sub presiunea p_e creată de drosel, pătrunde în spatele sertarului stabilizatorului care, deplasîndu-se închide spațiul inelar de curgere a uleiului prin stabilizator. Presiunea uleiului în fața sertarului crește tinzînd către mărimea lui p_e și arcul *3* deplasează sertarul, creînd spațiul inelar de trecere a uleiului. În fața sertarului se creează astfel presiunea p'_e de învingere a rezistenței uleiului la trecerea prin acest spațiu foarte mic.

Ecuația de echilibru a forțelor care acționează asupra sertarului distribuitorului este :

$$p_a \frac{\pi d^2}{4} - p'_e \frac{\pi d^2}{4} - F = 0 \tag{14}$$

în care :

d este diametrul sertarului distribuitorului ;

F — forța de comprimare a arcului.

Din ecuația de echilibru rezultă că :

$$p_e - p'_e = \frac{4F}{\pi d^2},$$

adică diferența de presiune depinde de raportul dintre forța dezvoltată de arc și suprafața sertarului. Suprafața sertarului este constantă, iar forța arcului :

$$F = \frac{G\,d_{arc}^4}{64\,z\,R^3}\,f$$

este aproape constantă, deoarece deplasarea sertarului fiind foarte mică și săgeata arcului se va modifica foarte puțin. Rezultă deci că :

$$p_e - p'_e \approx \text{constant.} \tag{15}$$

În figura 7 este reprezentată construcția stabilizatorului. În general, stabilizatorul trebuie să formeze corp comun cu droselul, pentru a obține o construcție mai simplă. Stabilizatorul reprezentat în figura 7 a fost proiectat numai pentru a experimenta influența lui asupra avansului burghiului. De asemenea, arcul sertarului a fost prevăzut cu posibilitatea de reglare, pentru a verifica forța inițială a arcului la care funcționarea stabilizatorului este optimă.

Încercările experimentale [1] au confirmat concluziile studiului teoretic. În figura 8 sînt reprezentate curbele de variație ale vitezei medii de coborîre a burghiului în timpul curse sale, în cazul cînd forţa verticală F_a ce acţionează asupra articulaţiei reductorului la mecanismul de coborîre are valori diferite, şi anume 415, 365, 315 şi 265 kgf. Sînt prezentate rezultatele măsurătorilor făcute atît fără stabilizator de debit cît şi cu stabilizator.

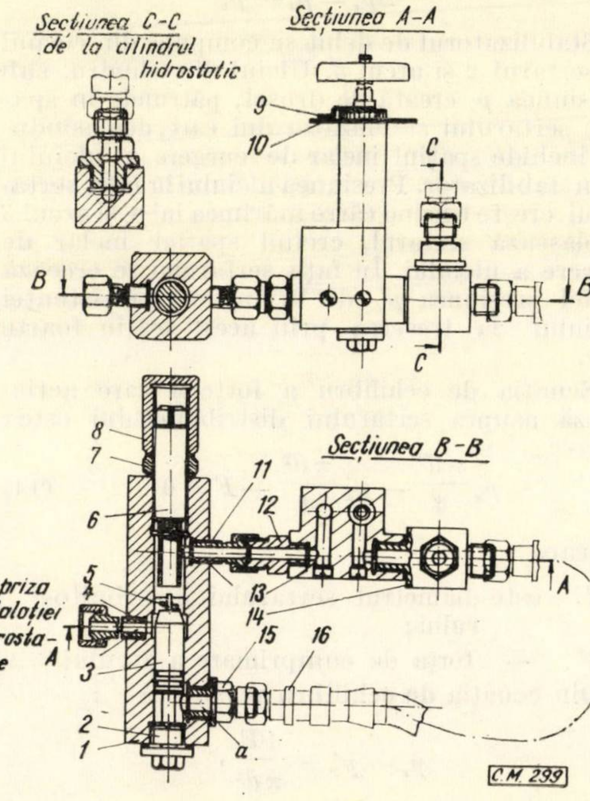

Secţiunea C-C de la cilindrul hidrostatic
Secţiunea A-A
9
10
C
B
B
C
Secţiunea B-B
8
7
6
11
12
5
4
13
14
15
16
A
A
3
2
1
a
la priza instalaţiei hidrostatice
C.M. 299

Fig. 7

Se constată la probele efectuate cu diferite forţe, în cazul cînd nu se foloseşte stabilizatorul de debit, că viteza medie de coborîre a burghiului la sfîrşitul cursei este mai mică cu 35—40% faţă de cea de la începutul cursei. La folosirea stabilizatorului de debit, descreşterea vitezei medii este de 32,8—35,5%. De exemplu, în cazul forţei $F_a = 415$ kgf, dacă nu se foloseşte stabilizatorul de debit, viteza medie a burghiului scade de la $72{,}5 . 10^{-3}$ ms^{-1} la $44 . 10^{-3}$ ms^{-1}, ceea ce reprezintă o micşorare cu 39,3%. În cazul folosirii stabilizatorului de debit, la aceeaşi forţă F_a, viteza medie a burghiului scade de la $46{,}5 . 10^{-3}$ ms^{-1} la $30 . 10^{-3}$ ms^{-1}, deci cu 35,5%. Modificarea procentului de micşorare a vitezei de la 39,3 la 35,5% reprezintă o reducere relativă a acestuia de 9,65% care se datoreşte în principal anihilării influenţei coeficientului de proporţionalitate i_v, pe care mecanismul îl are.

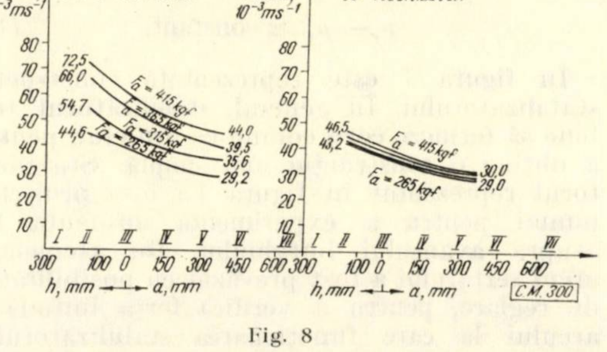


Fig. 8

Pe de altă parte, din analiza curbelor din figura 9 se evidenţiază faptul că şi în cazul folosirii stabilizatorului viteza medie a burghiului scade în timpul coborîrii acestuia (cu circa 39,3—35,5%) indiferent de mărimea forţei F_a, ceea ce se explică prin influenţa coeficientului de proporţionalitate i_v, care constituie o caracteristică a mecanismului maşinii.

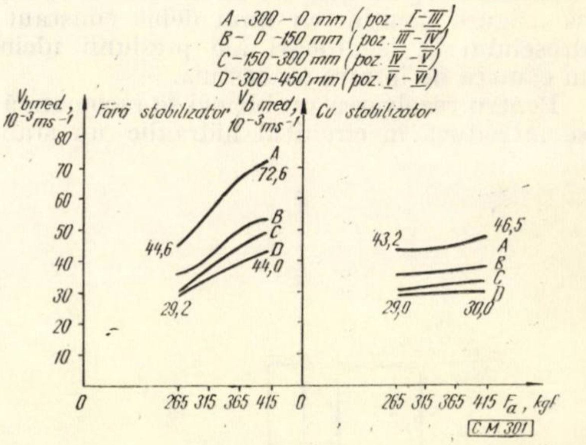


Fig. 9

Influenţa stabilizatorului asupra limitării variaţiei vitezei de coborîre a burghiului, în cazul cînd forţa F_a se micşorează, este pusă în evidenţă prin graficul prezentat în figura 9. Analizînd aceste curbe se remarcă reduceri mari ale vitezei burghiului datorită micşorării forţei F_a atunci cînd nu se foloseşte stabilizatorul de debit şi menţinerea aproape constantă a vitezei în cazul cînd este utilizat stabilizatorul. Astfel, dacă se lucrează fără stabilizator de debit, în zona A, viteza medie este de $72{,}5 . 10^{-3}$ ms^{-1} cînd $F_a = 415$ kgf şi de $44{,}6 . 10^{-3}$ ms^{-1} cînd $F_a = 265$ kgf, deci pentru o reducere a forţei cu 56,5% rezultă o micşorare a avansului cu 38,5%. Dacă se lucrează cu stabilizatorul de debit, la aceeaşi micşorare a forţei F_a, în aceeaşi zonă a cursei burghiului viteza medie a acestuia se reduce de la $46{,}5 . 10^{-3}$ la $43{,}2 . 10^{-3}$, adică numai cu 7,6%. Nemenţinerea constantă a vitezei burghiului la modificări ale forţei F_a, variind însă în limite foarte strînse, se datoreşte variaţiei forţei de comprimare a arcului, ceea ce face ca diferenţa presiunilor $p_e - p'_e$ să nu fie constantă, ci să varieze în limite restrînse. În condiţiile reale de lucru ale burghiului la maşina MSG—1, în special pe soluri grele, forţa F_a se micşorează în timpul cursei cu circa 200—300% şi uneori peste aceste valori, ceea ce evident duce la reduceri foarte mari ale vitezei de coborîre a burghiului, dacă nu se foloseşte stabilizatorul de debit.

Concluzii. Sub aspectul cerinţelor principale ale mecanismelor pentru acţionarea burghiului maşinilor de săpat gropi la care avansul se realizează prin greutatea proprie a maşinii reies, din cele menţionate, unele constatări importante în legătură cu maşina de săpat gropi MSG—1.

— Astfel, mecanismul respectiv asigură o ghidare mulţumitoare a burghiului, traiectoria acestuia fiind foarte apropiată de o dreaptă verticală, abaterile faţă de dreapta verticală fiind numai pe o porţiune din adîncimea gropii şi variind între 10 şi 0 mm.

— Mecanismul nu asigură menţinerea constantă a avansului burghiului pe întreaga lungime a cursei de lucru la o viteză constantă a pistonului cilindrului hidrostatic. Avansul descreşte pe măsura pătrunderii burghiului în sol, datorită exclusiv cinematicii mecanismului. Astfel, indiferent de forţa rezultantă la burghiu, avansul acestuia la adîncimea gropii de 800 mm este cu circa 51,2% mai mic decît avansul în poziţia ridicat la înălţimea de 100 mm a vîrfului burghiului faţă de suprafaţa solului.

— Instalaţia hidrostatică a agregatului tractor-maşină de săpat gropi nu asigură o viteză de translaţie constantă a pistonului cilindrului, la coborîrea burghiului. Viteza se micşorează datorită reducerii, în timpul lucrului, a forţei rezultante ce acţionează asupra articulaţiei reductorului la mecanism, precum şi a reducerii raportului i_f între forţa la articulaţia amintită şi forţa de echilibrare la tija pistonului. Din aceste cauze, presiunea uleiului în camera din faţa pistonului cilindrului hidrostatic scade în timpul cursei de lucru şi, ca urmare, debitul droselului (deci şi al cilindrului) se micşorează.

— Datorită cauzelor menţionate mai sus, avansul burghiului se reduce foarte mult în a doua jumătate a găurii, ceea ce influenţează negativ asupra cerinţelor tehnice ale procesului de lucru al maşinii şi asupra productivităţii acesteia.

— Pentru a elimina reducerea avansului burghiului se propune ca, la instalaţia hidrostatică, să se introducă un stabilizator de debit care să realizeze, la micşorarea presiunii din cilindrul hidrostatic, o diferenţă constantă între presiunea de intrare a uleiului în drosel şi cea de ieşire.

Construcţia stabilizatorului de debit al droselului este foarte simplă şi ca atare introducerea lui nu afectează preţul de cost al maşinii. În schimb va permite optimizarea funcţionării maşinii de săpat gropi, atît din punct de vedere tehnic cît şi economic, prin mărirea productivităţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciocîrdia, C., Marincaş. D.* Contribuţii privind influenţa avansului burghiului asupra procesului de lucru al maşinilor de săpat gropi cu adîncirea în sol sub acţiunea greutăţii proprii. Lucrare prezentată la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Bucureşti, 1968.

[2] *Ciocîrdia, C., Scripnic, V., Babiciu, P.* Acţionarea hidrostatică a maşinilor agricole. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ 621.165

Sisteme de reducere a umidității aburului la turbinele cu condensație

Ing. Mircea CÂRDU — Institutul de cercetare și proiectare echipamente termoenergetice București

Una dintre cele mai importante probleme în calculul și construcția treptelor de joasă presiune ale turbinelor cu abur cu condensație este aceea a umidității aburului în zona finală a destinderii lui.

Umiditatea ridicată a aburului influențează asupra funcționării treptelor respective ale turbinei atît din punct de vedere termodinamic, prin scăderea randamentului (se consideră că scăderea randamentului datorită umidității la turbinele cu abur saturat destinate centralelor nuclearo-electrice este de ordinul 3—5%) în raport cu situația utilizării aburului supraîncălzit sau saturat uscat, cît și din punct de vedere mecanic, prin efectul de eroziune pe care îl au picăturile de apă conținute în aburul umed asupra paletelor active, în special în zona cu viteză periferică ridicată, deci spre extremitatea exterioară a acestora.

Eroziunea, la rîndul ei, duce la alterarea caracteristicilor aerodinamice ale paletelor (cu efecte negative asupra randamentului), scăderea rezistenței și schimbarea caracteristicilor de vibrație ale acestora.

O dată cu creșterea vitezelor periferice admisibile la ultimele trepte ale turbinelor cu abur, ca urmare a utilizării unor materiale cu rezistență ridicată și a unor sisteme perfecționate de fixare a paletelor în discuri sau pe rotor, fenomenul de eroziune datorit umidității aburului are o importanță din ce în ce mai mare, lucru ce a determinat în ultimul timp intensificarea eforturilor constructorilor de turbine cu abur pentru reducerea efectelor respective. Aceasta cu atît mai mult, cu cît la majoritatea turbinelor destinate centralelor nuclearo-electrice (CNE), o mare parte din trepte lucrează în domeniul aburului cu umiditate ridicată datorită parametrilor scăzuți ai aburului la intrare (abur saturat sau ușor supraîncălzit).

Din experiență s-a constatat că umiditatea finală admisibilă la paletele de construcție normală, pentru viteze periferice la extremitatea acestora de ordinul a 350—400 m/s, are valori de 8—12%. În cazul unor valori mai mari ale umidității finale, respectiv ale vitezei periferice maxime, sînt necesare măsuri de protecție împotriva eroziunii la muchia de intrare a paletelor în zona dinspre extremitatea exterioară. Ca metode de protecție pot fi amintite armarea cu plăcuțe din aliaje dure, durificarea prin ecruisare sau tratament termic local superficial, depunerea electrolitică de metale dure etc. Aceste măsuri sînt eficiente pînă la valori ale umidității de circa 14% (la viteze periferice maxime de ordinul a 400 m/s), peste care devin necesare măsuri de separare a apei din aburul umed, astfel încît paletele rotorului să lucreze într-un mediu cu umiditate acceptabilă.

Desigur că valorile indicate mai sus sînt orientative pentru presiuni de circa 0,03—0,05 ata (valorile admisibile ale umidității finale se reduc o dată cu creșterea presiunii la evacuare) și ele depind de mulți factori, cum ar fi : viteza de ieșire a aburului din ajutaje, unghiul de intrare a aburului în paletele active, distanța axială între ajutaje și paletele active atît la intrare cît și la ieșirea din acestea, jocurile radiale la paletele active etc., așa după cum se va arăta mai jos.

Se observă, din acest punct de vedere, că valorile perechilor de parametri ai aburului la intrare în turbinele cu condensație fără supraîncălzire intermediară (din care cele mai uzuale sînt perechile 35 ata — 435°C, 90 ata — 535°C, 130 ata — 565°C) sînt în concordanță cu valorile acceptabile pentru umiditatea finală, dacă se admit valori uzuale pentru vidul în condensator de ordinul 0,04 ata și pentru randamentul intern de ordinul 0,80 ; aceasta în cazul centralelor termoelectrice clasice. În cazul CNE alegerea parametrilor aburului viu este dictată de considerente legate de producerea căldurii în reactorul nuclear unde, în etapa actuală de dezvoltare, se pot admite temperaturi mult mai reduse decît în focarele cazanelor de abur.

Supraîncălzirea intermediară a aburului, pe lîngă ridicarea randamentului ciclului termic al centralei, duce și la micșorarea umidității finale. Acest lucru face ca supraîncălzirea intermediară să se folosească de multe ori în cazul turbinelor destinate CNE, mai ales în scopul reducerii umidității aburului (eventual în paralel cu diverse metode de separare a apei din aburul umed, prin mijloace mecanice).

În cele ce urmează vor fi analizate sistemele de reducere a umidității aburului prin mijloace mecanice (deci fără supraîncălzire intermediară a aburului) cunoscute pînă în prezent și posibilitățile de ridicare a eficienței acestora în cazul funcționării în condiții speciale a turbinelor cu abur de temperatură ridicată, construite în țară.

Sisteme de reducere a umidității aburului. Se numesc sisteme de reducere a umidității aburului prin mijloace mecanice acele sisteme a căror funcționare se bazează pe inerția mărită a picăturilor de apă conținute în aburul umed, în raport cu aburul saturat uscat, în cazul schimbărilor de direcție în timpul curgerii sau al antrenării într-o mişcare circulară, cînd apar forţe centrifuge.

Prin dispunerea judicioasă a unor dispozitive speciale, aceste picături pot fi reţinute şi eliminate din abur.

În funcţie de amplasarea dispozitivelor de eliminare a picăturilor de apă din aburul umed în raport cu turbina, sistemele de reducere a umidităţii aburului pot fi exterioare sau interioare. La sistemele exterioare, aburul cu umiditate ridicată este scos din turbină şi condus într-un separator de picături exterior, după care, cu umiditate redusă, este din nou readus în turbină şi destins în continuare. La sistemele interioare sînt prevăzute în însăşi construcţia turbinei anumite elemente care au rolul de a separa şi elimina picăturile de apă conţinute în aburul umed, pe parcursul părţii de scurgere a acestuia.

Un sistem exterior de reducere a umidităţii folosit pe scară largă la turbinele destinate CNE, în special în perioada de început a fabricării acestora, este cel cu dispozitiv centrifugal de separare a picăturilor (tip ciclon). Aburul umed este introdus în direcţie axială într-un rezervor cilindric unde i se imprimă o mişcare elicoidală datorită unor deflectoare dispuse în curentul de abur, astfel încît să introducă în mişcarea acestuia o componentă tangenţială. Picăturile de apă, datorită masei mai mari decît a aburului, sînt proiectate sub acţiunea forţei centrifuge pe pereţii rezervorului unde se depun, iar condensatul rezultat este colectat într-un spaţiu inelar şi evacuat. Aburul cu umiditate redusă este evacuat din separator printr-o conductă dispusă radial în capătul opus intrării. Construcţia descrisă mai sus a fost utilizată de întreprinderea Westinghouse la turbina pentru CNE Shippingport —S.U.A. şi se caracterizează prin următoarele particularităţi :

— eficacitatea separatorului este maximă pentru o anumită valoare a vitezei de curgere a aburului şi scade foarte mult pentru viteze diferite de cea optimă ; acest lucru se observă în figura 1 unde este reprezentat gradul de separare ψ (raportul dintre cantitatea de apă eliminată din aburul umed şi cantitatea totală de apă conţinută în acesta la intrarea în separator) în funcţie de raportul μ dintre viteza efectivă şi cea optimă, zona notată cu *a* corespunzînd funcţionării agregatului de la CNE Shippingport ;

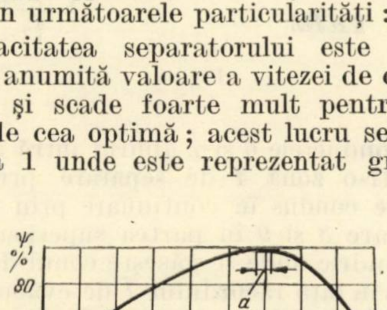


Fig. 1

— pierderea de presiune este de ordinul 1 % din valoarea acesteia la intrarea în separator ;

— dispunerea optimă a separatorului pe parcursul destinderii aburului în turbină corespunde unei presiuni de circa 10 % din valoarea iniţială.

Diverse variante constructive ale separatoarelor de tip ciclon au fost folosite şi de alte întreprinderi (în special cele din S.U.A.) la turbinele pentru CNE.

Un alt sistem exterior de reducere a umidităţii aburului se bazează pe dispunerea în calea curentului de abur umed a unor suprafeţe ondulate din oţel inoxidabil — care schimbă de mai multe ori direcţia de curgere a acestuia. Datorită inerţiei mari a picăturilor de apă conţinute în abur, acestea se depun pe pereţii de tablă ondulată (şicane), iar condensatul rezultat se colectează în partea inferioară a separatorului, de unde este evacuat. Un astfel de separator a fost utilizat la turbina de 192 MW pentru CNE Dresda, construită de întreprinderea General Electric S.U.A., iar turbina de 1 000 MW destinată CNE Browns-Ferry a companiei Tennesse Valley Authority va fi echipată cu şase separatoare de acest tip.

Influenţa unui sistem exterior de reducere a umidităţii asupra procesului de destindere în turbină se poate observa în figura 2, unde este reprezentat, în diagrama *i*—*S*, procesul respectiv pentru turbina CNE Dresda.

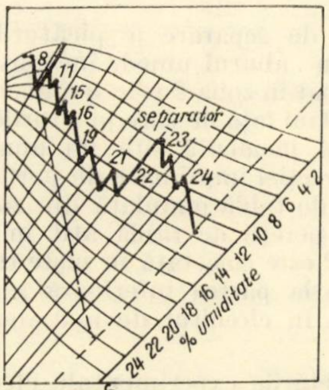


Fig. 2

Reducerile de umiditate de ordinul 1—2 %, care apar în procesul de destindere din figura 2 la treptele *8*, *11*, *15* etc. ale turbinei, se datoresc unor sisteme interioare de tipul celor care vor fi analizate în continuare, iar reducerea substanţială de umiditate dintre treptele *22* şi *23* se datoreşte sistemului exterior descris mai sus. Se observă că, în această situaţie, umiditatea finală a aburului în turbină are o valoare acceptabilă de circa 11%, în timp ce o destindere a aburului, fără reducerea umidității (linia întreruptă din fig. 2), ar fi condus la o valoare foarte ridicată (24%) a umidității finale.

Întreprinderea Brown-Boveri a efectuat ample studii experimentale asupra unui separator de apă cu suprafețele ondulate de tip îmbunătățit, a cărui reprezentare schematică este dată în figura 3.

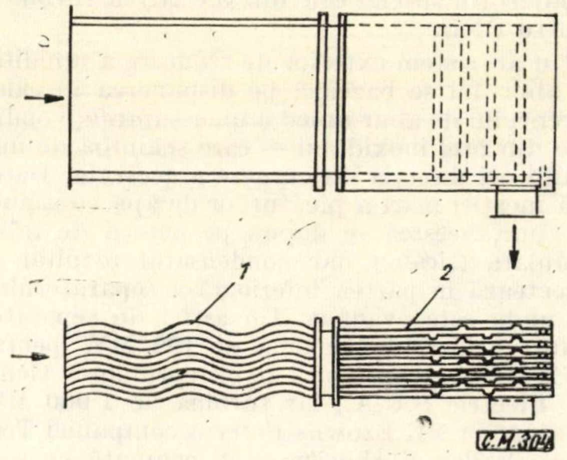


Fig. 3

Construcția acestui separator cuprinde o zonă *1* compusă dintr-un număr de table ondulate dispuse paralele la distanță mică una de alta, urmată de o zonă *2* compusă din table plane paralele între ele și separate prin distanțiere.

Procesul de separare a picăturilor de apă conținute în aburul umed, început în zona *1*, este continuat în zona *2* prin depunerea acestora pe pereții plani față de care picăturile respective au o viteză incidentă sub un anumit unghi, conform direcției imprimate de porțiunea finală a pereților de tablă ondulată din zona *1*. Apa depusă pe pereții de tablă atît în zona *1* cît și în zona *2* este colectată în niște canale speciale dispuse la partea inferioară a acestora și reintrodusă în circuitul de apă-abur al instalației.

Din cercetările experimentale efectuate asupra acestui tip de separator de către întreprinderea Brown-Boveri a rezultat că el este avantajos în raport cu separatorul de tip ciclon prin faptul că introduce pierderi de presiune mai reduse, schimbările de direcție în curgerea aburului fiind suficient de atenuate. În raport cu separatoarele care conțin numai zona cu table ondulate, avantajul rezidă în existența zonei cu table plane în care se produce o separare eficientă și a picăturilor de apă de dimensiuni mici conținute în aburul umed, lucru ce se realizează într-un grad mai redus la construcțiile cu un singur tip de table.

Greutatea mare a acestor separatoare, datorită cantităților mari de tablă ondulată (și eventual plană) care intră în construcția lor, reprezintă un dezavantaj important.

Pentru îmbinarea avantajelor celor două tipuri de bază de separatoare (centrifugal și cu șicane) și atenuarea dezavantajelor acestora au fost concepute și sisteme combinate, ca de exemplu cel aplicat de întreprinderea Siemens la turbina de 300 MW pentru CNE Obrigheim, alimentată cu abur saturat de 50 ata. Separatorul, reprezentat în figura 4, lucrează la presiunea de 6,5 ata și este urmat de un supraîncălzitor intermediar de abur.

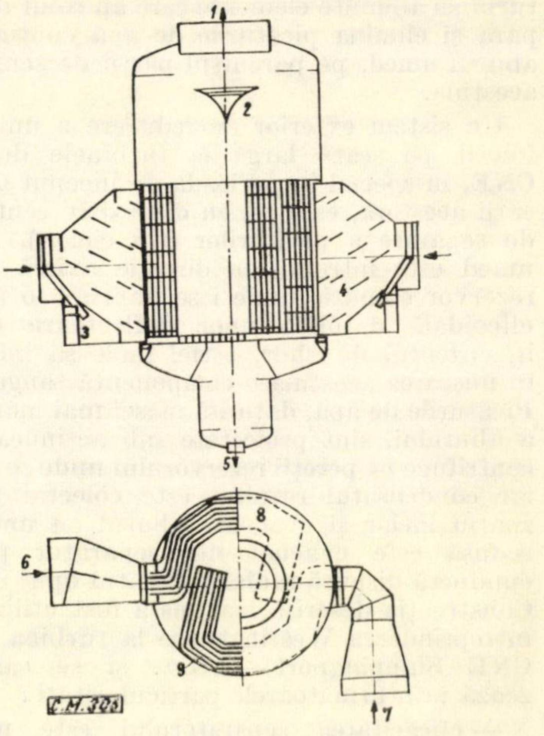


Fig. 4

Prin conductele *6* și *7* aburul intră în separator printr-o zonă *4* de separare primară, de unde este condus în continuare prin pachetele de separare *8* și *9* în partea superioară a corpului cilindric unde se găsește conul de liniștire *2*, dispus în fața racordului *1* de evacuare către supraîncălzitor. Apa colectată în camera cilindrică inferioară este evacuată prin racordul *5*. Separarea primară (a picăturilor mari) care se produce în zona *4* se datorește schimbării bruște a direcției și valorii vitezei aburului umed la trecerea lui din conductele *6* și *7* în corpul separatorului. Colectarea acestei cantități de apă se face prin spațiul *3*. Separarea secundară (a picăturilor mai fine) se realizează prin depunere pe pereții de tablă ai pachetelor *8* și *9*, ca urmare a numărului mare de schimbări de direcție suferite de curentul de abur umed care trece prin spațiile dintre acești pereți.

Continuarea acestui proces se face în spaţiul din partea superioară a rezervorului cilindric care funcţionează ca separator de tip ciclon, mişcarea de rotaţie a aburului fiind imprimată la ieşirea din pachetele de separare *8* şi *9*.

Un avantaj deosebit al acestui tip de separator constă în aceea că păstrează o eficacitate ridicată într-un domeniu larg de debite, spre deosebire în special de separatoarele de tip ciclon a căror eficacitate este mare numai într-un domeniu îngust de debite, aşa după cum rezultă şi din figura 1.

În general, aşa cum s-a mai amintit, sistemele exterioare de reducere a umidităţii aburului (separatoarele) prezintă dezavantajul unei greutăţi mari. Astfel, de exemplu, unul dintre cele şase separatoare ale turbinei de 1 000 MW pentru CNE Browns-Ferry are o greutate de circa 55,4 tf (valoarea este estimativă şi a rezultat din calculele efectuate pe baza datelor din literatură [4]), dimensiunile lui la exterior fiind de circa 3,35 m — diametru şi 7,6 m— lungime. Întregul sistem de separare are deci la această turbină o greutate de aproximativ 350 tf. Dimensiunile exterioare ale separatorului pentru turbina din CNE Obrigheim sînt de 5,6 m — lungime şi 2,8 m—diametru.

Dimensiunile apreciabile ale separatoarelor, de ordinul celor arătate mai sus, atrag după sine un alt dezavantaj, şi anume pericolul de ambalare la descărcarea bruscă sau la aruncarea din sarcină a turboagregatului. Volumul mare de abur care se găseşte în acest caz în separator şi conductele de legătură ale acestuia cu turbina determină o creştere a turaţiei turbinei peste cea nominală cu circa 1—2% în plus faţă de creşterea care apare în mod normal în astfel de situaţii la turboagregatele de construcţie clasică. La aceasta mai contribuie şi fenomenul de vaporizare bruscă a condensatului depus în interiorul turbinei, care poate să aducă o creştere a turaţiei cu încă 1—2%, astfel încît se depăşeşte valoarea normală admisă pentru turaţie de 110% din cea nominală şi sistemul de producţie la supraturaţie declanşează, maşina fiind pusă totodată în pericol prin posibilitatea creşterii în continuare a turaţiei.

Pentru protecţia turbinei se prevăd în acest caz supape de intercepţie sau clapete pe conductele de legătură cu corpul de joasă presiune. În acest fel se poate obţine o limitare a creşterii turaţiei peste cea nominală cu circa 8%, însă organele de intercepţie sînt costisitoare şi voluminoase, iar utilizarea lor implică o serie de probleme dificile, cum ar fi alegerea presiunilor şi a diametrelor conductelor de legătură, creşterea de presiune în conducta de legătură după închiderea trecerii aburului etc.

Toate acestea determină orientarea către sistemele interioare de reducere a umidităţii aburului, chiar la turbinele pentru CNE, aşa cum se va vedea în cele ce urmează. Chiar dacă în prezent nu este posibilă, în majoritatea cazurilor, evitarea sistemelor exterioare la turbinele pentru CNE, prin sistemele interioare perfecţionate care se aplică se obţine o reducere a dimensiunilor separatoarelor.

Au fost concepute şi alte sisteme exterioare de reducere a umidităţii aburului care nu au reuşit să se impună pentru utilizarea pe scară industrială. Dintre acestea pare interesant sistemul care funcţionează pe principiul filtrelor electrostatice de praf; el formează obiectul unui brevet german.

Unul dintre sistemele interioare de reducere a umidităţii aburului afectează construcţia diafragmelor la treptele ce funcţionează în domeniul aburului umed, la turbinele de tipul cu acţiune. Aceste diafragme sînt executate în construcţia sudată, aşa cum se observă în figura 5.

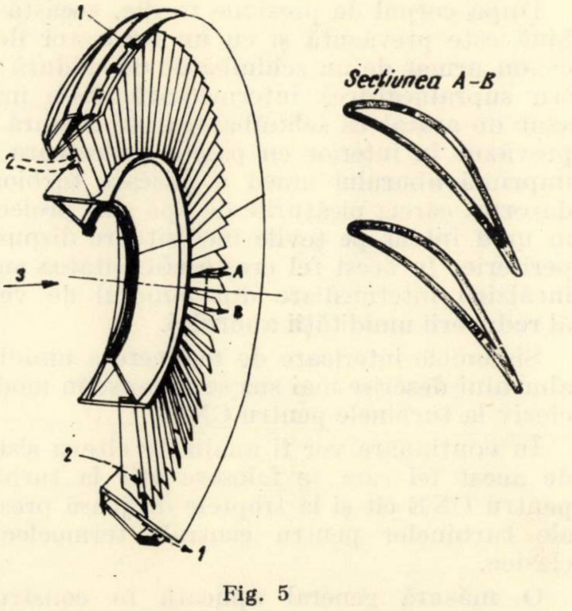


Fig. 5

Paletele acestor diafragme sînt goale la interior şi au prevăzute, atît pe extrados cît şi pe intrados, în zonele indicate pe figură, nişte fante *2* care au rolul de a reţine picăturile de apă conţinute în aburul umed. Prin interiorul gol al paletelor, apa ajunge în spaţiul de colectare prevăzut la periferia diafragmei şi este evacuată la condensator prin canalele *1*.

Se observă pe figură că fantele pentru captarea picăturilor de apă sînt situate în partea dinspre carcasă a paletelor diafragmei, întrucît (fig. 7) în această zonă se înregistrează valorile maxime ale umidităţii aburului.

Sistemul descris mai sus este folosit de către întreprinderea AEG, începînd din anul 1962.

Constructorii de turbine cu abur din Anglia au pus la punct un alt sistem interior de reducere a umidităţii şi l-au aplicat la un agregat de 100 MW pentru CNE (alimentat cu abur viu de 64,3 kgf/cm^2, saturat uscat).

Turbina este construită în trei corpuri : de înaltă presiune, de medie presiune și de joasă presiune, cu două evacuări la condensator. După ultima treaptă a corpului de înaltă presiune, în interiorul carcasei este prevăzută o diafragmă de construcție obișnuită — cu o lățime de circa 300 mm — care imprimă aburului la ieșire o viteză tangențială mare. Sub acțiunea forței centrifuge care apare astfel, picăturile de apă cu dimensiuni de ordinul a 30—70 µm conținute în abur se depun pe pereții carcasei, iar evacuarea condensatului rezultat se face împreună cu o cantitate de abur spre o treaptă a preîncălzirii regenerative din instalație. Pentru uniformizarea și liniștirea curgerii aburului înainte de intrarea în corpul de presiune medie, după diafragma de separare, este prevăzută încă o diafragmă cu palete foarte puțin curbate.

După corpul de presiune medie, această turbină este prevăzută și cu un separator de tip ciclon urmat de un schimbător de căldură pentru supraîncălzirea intermediară. Este interesant de arătat că schimbătorul de căldură este prevăzut în interior cu palete deflectoare care imprimă aburului umed o mișcare turbionară datorită căreia picăturile de apă sînt proiectate în mod intens pe țevile încălzitoare dispuse la periferie. În acest fel crește eficacitatea supraîncălzirii intermediare din punctul de vedere al reducerii umidității aburului.

Sistemele interioare de reducere a umidității aburului descrise mai sus se folosesc în mod exclusiv la turbinele pentru CNE.

În continuare vor fi analizate cîteva sisteme de acest fel care se folosesc atît la turbinele pentru CNE cît și la treptele de joasă presiune ale turbinelor pentru centrale termoelectrice clasice.

O măsură general aplicată în construcția părții de curgere a turbinelor care lucrează în domeniul aburului umed constă în prevederea pe partea statorului (diafragme sau carcase) a unor spații destinate colectării picăturilor de apă proiectate spre periferie sub acțiunea forței centrifuge, la ieșirea din paletele active ale treptelor. Acest proces este reprezentat sugestiv în figura 6 prin liniile cu săgeți care ilustrează schematic traiectoriile picăturilor de apă conținute în abur la curgerea acestuia prin paletele active.

La periferia inelului exterior al diafragmelor sînt prevăzute spațiile de colectare a condensatorului, al cărui acces la aceste spații este asigurat prin niște canale radiale executate pe suprafața anterioară de contact a diafragmei cu carcasa. Drenarea apei din spațiile colectoare se face prin prizele ale căror orificii sînt reprezentate cu linie întreruptă în figura 6 care se referă la o soluție constructivă caracteristică turbinelor fabricate de întreprinderea Escher-Wyss. Alegerea judicioasă a dimensiunilor și poziției canalelor radiale de comunicare cu spațiile colectoare creează condiții pentru ca condensatul rezultat din depunerea picăturilor de apă din abur pe suprafața conică dintre aceste canale și intrarea în ajutajele diafragmelor să fie absorbit în spațiile colectoare și în continuare evacuat prin prizele prevăzute special în acest scop.

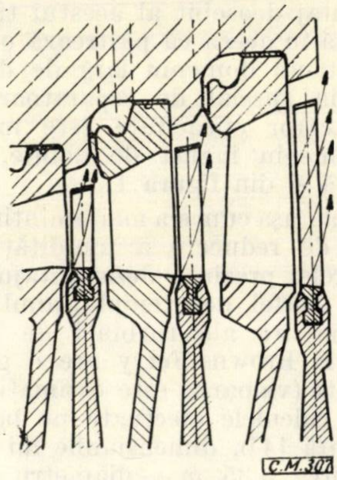


Fig. 6

În Anglia a fost efectuat un volum important de cercetări experimentale pentru sisteme interioare de reducere a umidității aburului de tipul descris mai sus și au fost obținute rezultate valoroase în ceea ce privește variația eficacității acestor sisteme în funcție de diferite valori ale căderii de presiune la prizele de evacuare a condensatului, de amplasarea camerelor de colectare și a canalelor de acces spre acestea în raport cu muchia de ieșire a paletelor lucrătoare etc. Este de reținut că eficacitatea sistemelor de acest tip crește o dată cu creșterea căderii de presiune Δp la prizele de evacuare a condensatului pînă la o anumită valoare a acesteia, după care curba devine aproape dreaptă la o valoare maximă a eficacității măsurată prin cantitatea de apă reținută din aburul umed. Pentru turbina pe care s-au efectuat experiențele în Anglia (de tipul cu reacțiune), la o creștere a căderii de presiune Δp de la 50 mm H_2O la 150 mm H_2O, eficacitatea sistemului de reducere a umidității a crescut cu 40% ; mărirea în continuare a lui Δp nu a mai avut nici o influență. Tot la această instalație experimentală s-a constatat că amplasarea optimă a canalelor de acces spre camerele de colectare este în același plan cu muchia de ieșire a paletelor active la extremitatea exterioară a acestora.

Repartiția gradului de umiditate y în lungul paletei ultimei trepte (la ieșire) este reprezentată în figura 7 atît pentru construcţia fără sistem de reducere a umidităţii (curba *1*), cît şi pentru cazul utilizării sistemului de reducere a umidităţii studiat (curba *2*). Umiditatea medie în primul caz este de 13,6% (măsurată), respectiv 13,4% (calculată), iar în al doilea caz 10,2% (măsurată), respectiv 10,8% (calculată).

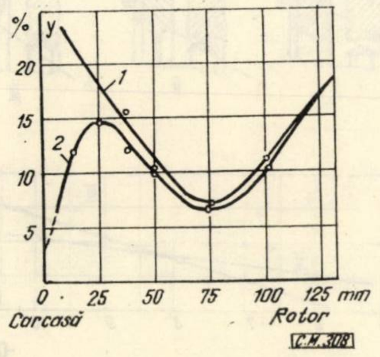


Fig. 7

În mod normal, curba *1* ar trebui să marcheze o creşterea continuă a umidităţii de la baza paletei înspre extremitatea ei exterioară, datorită influenţei forţei centrifuge asupra picăturilor de apă conţinută în abur (aspect confirmat şi cu ocazia cercetărilor experimentale efectuate la institutul TKTI—U.R.S.S.). În cazul dat, valoarea mare a umidităţii la baza paletei se poate explica prin faptul că în această zonă umiditatea se prezintă sub formă de picături extrem de fine care nu pot fi antrenate spre periferia rotorului în condiţiile existente din punctul de vedere al vitezei periferice, vitezei de curgere a aburului etc.

Trebuie remarcat că rezultatele diverselor experienţe efectuate în institute de cercetări sau de către întreprinderi constructoare de turbine cu abur nu pot fi generalizate decît din punct de vedere calitativ, rezultate de natură cantitativă neputînd fi obţinute decît prin încercări pe modele şi instalaţii care să reproducă cît mai fidel condiţiile constructive şi dimensionale ale tipului de turbină la care vor fi aplicate rezultatele cercetărilor experimentale respective. Aceste considerente, împreună cu faptul că soluţia constructivă optimă pentru un sistem interior de reducere a umidităţii nu poate fi conceput pe baza rezultatelor unor calcule teoretice, pledează pentru organizarea unor cercetări de laborator în acest domeniu, ca element absolut necesar în activitatea oricărei întreprinderi constructoare de turbine cu abur, cu atît mai mult cu cît ponderea producţiei de agregate pentru CNE este în continuă creştere.

În figura 8 este reprezentat sistemul de reducere a umidităţii cu prize pentru condensatul colectat, aplicat de întreprinderea Alsthom la o turbină de 100 MW.

Construcţiile destinate reducerii umidităţii aburului care au prevăzute prize pentru extragerea condensatului colectat împreună cu o cantitate de abur sînt criticate de unii autori; de exemplu, specialistul sovietic Iablonik, bazat pe faptul că creşterea cantităţii de abur extras la o astfel de priză cu 1% duce la o creştere cu numai 0,25 — 0,30% a cantităţii de apă separată din aburul umed şi că la un plus de 1% la umiditate corespunde o scădere cu 1,3% a randamentului treptei, afirmă că nu este recomandabilă prevederea unor prize pentru extragerea condensatului colectat într-un sistem intern de reducere a umidităţii, întrucît aceasta duce la o scădere a randamentului turbinei.

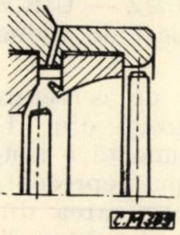


Fig. 8

Aprecierea menţionată mai sus a făcut abstracţie de faptul că uneori priza pentru extragerea condensatului este comună cu o priză pentru preîncălzirea regenerativă a apei de alimentare a cazanului sau că sistemul respectiv poate fi folosit în combinaţie cu alte sisteme interioare de reducere a umidităţii, în care caz cifrele menţionate trebuie corectate şi concluziile devin discutabile. În orice caz, aplicarea unui sistem de tipul celui analizat trebuie să aibă la bază un studiu prealabil, în legătură cu influenţa asupra economicităţii întregii instalaţii termoenergetice (turbină şi circuit regenerativ).

O răspîndire largă o au sistemele interioare de reducere a umidităţii aburului prevăzute cu spaţii pentru colectarea condensatului rezultat din separarea picăturilor de apă din abur sub acţiunea forţei centrifuge, fără prize pentru

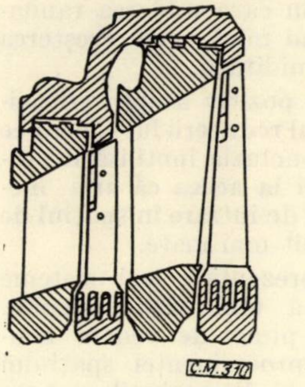


Fig. 9

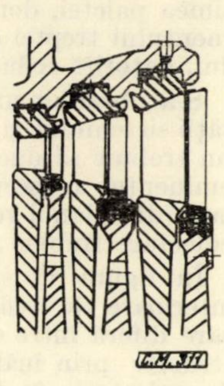


Fig. 10

extragerea acestui condensat. Evacuarea condensatului se face prin curgere liberă către condensator. În figura 9 este reprezentat un astfel de sistem cu cameră de colectare în spaţiul de la ieşirea din paletele lucrătoare, aplicat de întreprinderea LMZ — U.R.S.S., iar în figura 10, sistemul aplicat de Uzina de construcţii de maşini—Reşiţa.

În institutele de cercetare BTI-Briansk şi TKTI — Leningrad din U.R.S.S. au fost efectuate experimentări asupra unor sisteme interioare de tipul reprezentat în figurile 9 şi 10. Pentru determinarea dimensiunilor caracteristice optime ale sistemului (ΔB, ΔS, h şi Δr) au fost efectuate experimentări pe o treaptă de turbină cu dimensiunile paletajului indicate în figura 11.

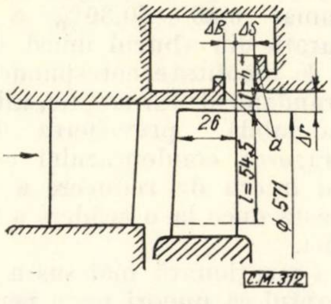


Fig. 11

Cele mai importante concluzii de natură calitativă care au rezultat în urma acestor experimentări sînt următoarele : fiecare proeminenţă (notată în figură cu litera *a*) ridică eficacitatea sistemului cu circa 3% ; eficacitatea sistemului creşte în orice situaţie o dată cu creşterea umidităţii (în instalaţia experimentală umiditatea a fost creată prin pulverizarea unei cantităţi corespunzătoare de apă în curentul de aer care antrenează discul activ al treptei) ; eficacitatea sistemului creşte o dată cu ΔS şi ΔB, sau cu scăderea lui Δr.

Întrucît mărirea spaţiului liber ΔB de la periferia paletei active are ca efect şi o reducere a randamentului treptei, se recomandă ca acest lucru să se facă pînă la maximum 20% din lăţimea paletei, domeniu în care scăderea randamentului treptei este mai mică decît creşterea lui, datorită reducerii umidităţii.

S-a observat un efect pozitiv asupra eficacităţii sistemului şi în cazul reducerii lui h, ceea ce nu trebuie să ducă la concluzia inutilităţii proeminenţei respective, ci la aceea că aria inelară (din planul vertical) de intrare în spaţiul de colectare trebuie să fie cît mai mare.

În figura 12 sînt reprezentate trei sisteme interioare de reducere a umidităţii aburului, care diferă între ele din punct de vedere constructiv prin înălţimea proeminenţei spaţiului de colectare, înclinarea şi dimensiunile suprafeţei pe care se realizează depunerea picăturilor de apă separate din abur (suprafaţa *b*).

Din diagrama ψ, y (ψ are semnificaţia din fig. 1, iar $y = 1 - x$ reprezintă gradul de umiditate, x fiind titlul aburului) reprezentată în figura 12 rezultă că eficacitatea maximă o are construcţia de tipul *III* cu întreaga suprafaţă de depunere a picăturilor de apă de formă conică şi spaţiul de colectare a condensatului cît mai adîncit. Construcţia de tipul *II* devine cu puţin mai avantajoasă pentru valori ale umidităţii y mai mari de 10,5%.

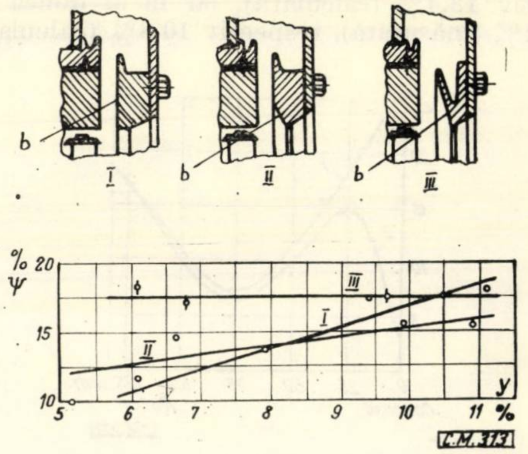


Fig. 12

Un rol important în funcţionarea sistemelor de reducere a umidităţii aburului prevăzute cu spaţii de colectare la ieşirea din paletele active îl are distanţa axială dintre muchia de ieşire a paletei active şi intrarea în ajutajele treptei următoare. Cu cît acest spaţiu este mai mare, cu atît condiţiile de separare a picăturilor de apă din abur, sub acţiunea forţei centrifuge, sînt mai bune. În literatura de specialitate se recomandă ca distanţa respectivă să fie 0,1—0,2 *L*, unde *L* este lungimea activă a paletei active.

În paralel cu sistemele de reducere a umidităţii de tipul descris mai sus, se pot prevedea şi sisteme interioare dispuse la ieşirea din ajutajele treptei, deci înainte de intrarea aburului în paletele active. Principiul de funcţionare este identic cu cel al sistemelor dispuse la ieşirea din paletele lucrătoare, adică colectarea în nişte camere speciale a condensatului rezultat din depunerea picăturilor de apă separate din aburul umed care iese din ajutaje. În acest caz, separarea picăturilor nu se mai face sub acţiunea forţei centrifuge, ci prin depunere în urma contactului cu suprafeţele canalului de acces la spaţiile colectoare. Evident aceste canale şi spaţii sînt dispuse la periferia treptei (fig. 13), adică în zona cu umiditate maximă creată încă de la discul activ al treptei anterioare.

Din figura 13 rezultă că o construcţie de tipul celei reprezentate de modelul *II* este mai avantajoasă decît cea model *I*. Dimensiunea axială Z_1 joacă şi aici un rol foarte important,

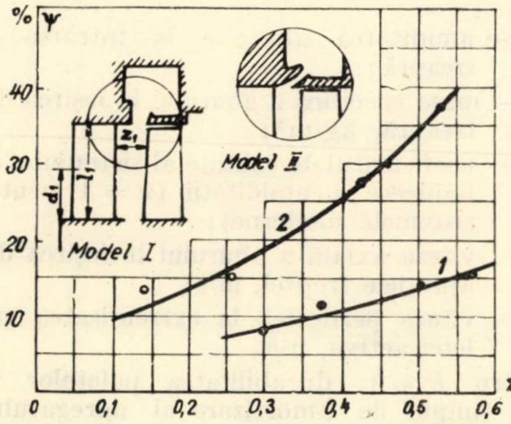


Fig. 13

întrucît o valoare mai mare permite o mai bună accelerare şi pulverizare a picăturilor de apă antrenate de curentul de abur şi deci reducerea vitezei relative de şoc a acestora. Pentru valori ale unghiului de ieşire din ajutaje α_1 mai mici de 20—22°, valoarea lui Z_1 se recomandă să fie de ordinul de mărime al lungimii active a paletei active. Acest lucru este greu de realizat la treptele cu palete de lungime mare şi în acest caz se recomandă $Z_1 = 0{,}25\ldots1$ b, unde *b* este coarda maximă a profilului paletei.

În multe cazuri, întreprinderile constructoare de turbine cu abur utilizează ambele sisteme de reducere a umidităţii în paralel, aşa cum s-a amintit mai sus. Constructiv apar deci, la o treaptă, două spaţii de colectare: unul la intrare şi unul la ieşirea din paletele active (fig. 14 şi 15).

Procesul de eroziune a paletelor active datorit umidităţii ridicate fiind un fenomen foarte complex, influenţat de un număr mare de factori, desigur că atenuarea lui nu se face exclusiv pe baza sistemelor de reducere a umidităţii în turbină, ci şi prin alte măsuri menite să amelioreze din acest punct de vedere factorii constructivi sau funcţionali care intervin. Astfel, o influenţă în sensul reducerii eroziunii o au mărirea vitezei aburului la ieşirea din ajutaje, micşorarea unghiului de intrare a aburului în canalele dintre paletele active (β_1), şi, bineînţeles, reducerea vitezei periferice a discului activ.

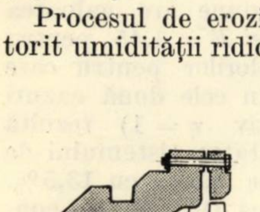


Fig. 14

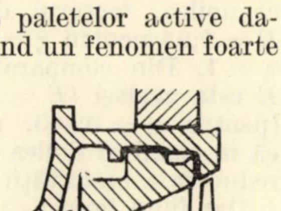


Fig. 15

Întrucît s-a constatat că eroziunea paletelor se datoreşte în bună măsură picăturilor mai mari care se formează prin pulverizarea peliculei de condensat depuse pe pereţii ajutajelor (picături secundare) la ieşirea din acestea, se recomandă ca muchiile paletelor directoare la ieşire să fie cît mai subţiri, iar pasul respectiv cît mai mare. În acest fel se obţine o reducere a dimensiunilor picăturilor secundare şi totodată o reducere a cantităţii totale a condensatului.

Formarea picăturilor de apă cu efect eroziv este favorizată de prezenţa obstacolelor sau neregularităţilor de orice fel. Din acest motiv trebuie evitate bandajele peste palete la treptele care lucrează în domeniul aburului umed, iar elementele de amortizare a vibraţiilor paletelor să fie reduse la minimum posibil.

În sfîrşit, este de menţionat că treptele de tipul cu acţiune sînt mai avantajoase decît cele de tipul cu reacţiune, din punctul de vedere al durabilităţii paletelor active la funcţionarea în domeniul aburului umed, deoarece curbura paletelor la primul tip este mai mare, ceea ce determină o depunere mai intensă a picăturilor de apă pe suprafeţele acestora şi deci proiectarea către sistemele de reducere a umidităţii, sub acţiunea forţei centrifuge, a unei cantităţi mai mari de condensat.

Îmbunătăţirea sistemelor de reducere a umidităţii aburului la turbinele construite în ţară. Dintre tipurile de turbine cu abur construite pînă în prezent la U.C.M. Reşiţa, turbina de 50 MW tip DSL 50 este alimentată cu abur la parametrii ridicaţi 130 ata şi 565°C. Aceiaşi parametri au fost adoptaţi şi pentru turbina de 100 MW tip DSL 100 pentru termoficare urbană, în curs de proiectare.

Dat fiind faptul că în viitor aceste maşini vor trebui să funcţioneze cu abur cu temperatură mai scăzută (535°C), pentru a nu se influenţa prea mult asupra randamentului turbinelor este de dorit păstrarea valorii presiunii iniţiale a aburului, caz în care s-ar ajunge la o pereche de parametri nestandardizaţi, 130 ata, 535°C.

Ca o consecinţă a acestui lucru se va schimba şi umiditatea finală în turbină, după cum se vede din figura 16 unde cu linie plină este reprezentat procesul de destindere (simplificat) în diagrama *i—S* pentru turbinele DSL 50 şi DL 100 în situaţia funcţionării cu parametrii nominali (130 ata şi 565°C), iar cu linie întreruptă pentru parametrii modificaţi (130 ata şi 535°C).

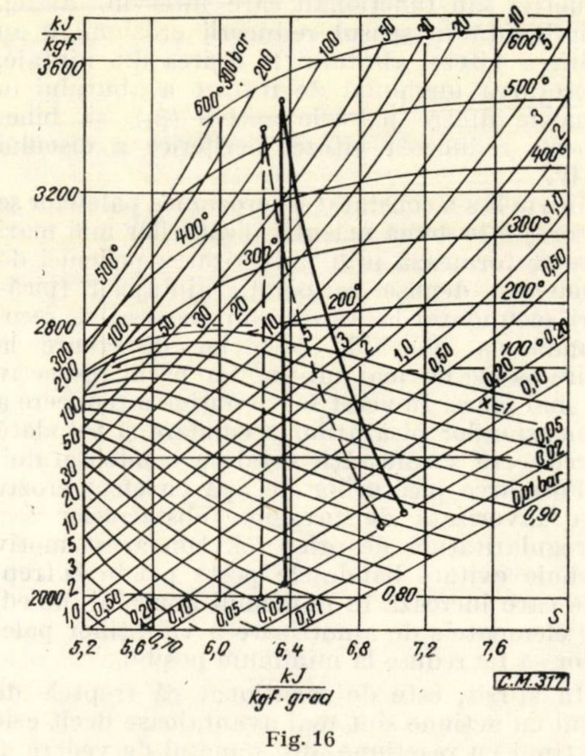


Fig. 16

Astfel, presupunînd că randamentul intern al turbinelor va rămîne acelaşi, titlul aburului se va schimba de la $x = 0{,}873$ ($y = 12{,}7\%$) la $x = 0{,}856$ ($y = 14{,}4\%$).

Întrucît, la valoarea actuală a umidităţii finale ($y = 12{,}7\%$), ultimele trepte ale turbinei DSL 50 se comportă bine din punctul de vedere al eroziunii paletelor (paletele ultimelor două trepte sînt armate cu plăcuţe de stelit), este necesar ca în situaţia trecerii la noua pereche de parametri ai aburului viu, prin măsuri suplimentare de reducere a umidităţii aburului să se elimine cel puţin diferenţa de umiditate care apare în plus (1,7%), pentru ca din acest punct de vedere durata şi siguranţa în funcţionare să nu se reducă.

În continuare se analizează măsurile care se pot lua pentru îmbunătăţirea construcţiei ultimelor trepte ale turbinelor de 50 MW şi 100 MW din punctul de vedere al reducerii umidităţii, astfel încît să se poată trece la exploatarea de durată a acestor agregate, cu abur de 535°C. Analiza se realizează pentru turbina DSL 50, deoarece ultimele trei trepte ale turbinei DL 100 sînt identice cu treptele corespunzătoare de la tipul DSL 50, iar măsurile stabilite sînt aplicabile la ambele tipuri.

Se consideră următoarea expresie pentru calcularea factorului de eroziune E [6]:

$$E = \frac{y \cdot \rho}{\eta} \cdot \frac{c}{200} \left(\frac{u}{400} \right)^4,$$

unde:

y este umiditatea aburului la intrarea în treaptă;

ρ — masa specifică a aburului la ieşirea din treaptă, kg/m^3;

η — coeficientul de calitate al sistemului de reducere a umidităţii ($\eta = 1$ pentru sistemele moderne);

c — viteza axială a aburului la ieşirea din ajutajele treptei, m/s;

u — viteza periferică la extremitatea paletei active, m/s.

Pentru $E = 1$, durabilitatea paletelor va depăşi timpul de amortizare al agregatului, fără a fi necesară protejarea acestora împotriva eroziunii. Pentru valori ale lui E care depăşesc cu puţin unitatea sînt necesare măsuri de protejare a paletelor active, iar la creşterea în continuare a factorului de eroziune se impune aplicarea unor sisteme perfecţionate de reducere a umidităţii aburului.

S-a calculat valoarea factorului E pentru ultima treaptă a turbinei DSL 50, în cele două cazuri care interesează, şi anume:

$$p_0 = 130 \text{ ata}, \; t_0 — 565°\text{C} \text{ şi } p_0 = 130 \text{ ata}, \; t_0 = 535°\text{C}.$$

Pentru ambele cazuri, presiunea după ultima treaptă este $p_f = 0{,}05$ ata, iar viteza periferică $u = 419$ m/s.

Din calcul a rezultat că, în primul caz (situaţia actuală), factorul de eroziune are valoarea $E = 1{,}67$, admiţînd $\eta = 0{,}75$ şi $E = 1{,}255$, pentru $\eta = 1$, deci este supraunitar, motiv pentru care au fost luate măsuri de armare pe muchia de intrare a paletelor active. În cazul al doilea, factorul de eroziune are valoarea $E = 1{,}93$ pentru $\eta = 0{,}75$ şi $E = 1{,}45$, pentru $\eta = 1$. Din compararea valorilor pentru care E este acelaşi ($E = 1{,}45$) în cele două cazuri (pentru $\eta = 0{,}865$, respectiv $\eta = 1$) rezultă că în cazul al doilea eficacitatea sistemului de reducere a umidităţii trebuie mărită cu 13,5%.

Dat fiind faptul că turbina DSL 50 în construcţia actuală nu este prevăzută cu sisteme de reducere a umidităţii cu eficacitate maximă (fig. 17), se consideră că prin măsurile prevăzute în continuare se va realiza creşterea necesară a eficacităţii acestor sisteme, avîndu-se în vedere ca modificările constructive necesare să poată fi realizate cît mai uşor, pentru ca întreruperile în exploatare să fie de durată minimă.

În principiu, se pot aplica următoarele măsuri:

— subțierea muchiei de ieșire la paletele directoare;

— prevederea unor sisteme de reducere a umidității aburului la ieșirea din ajutaje;

— reducerea acoperirii la extremitatea paletelor active la limita admisibilă;

— transformarea suprafețelor de depunere a picăturilor de apă la sistemele existente de reducere a umidității, dispuse la ieșirea din paletele active, în suprafețe complete conice;

— adîncirea spațiului de colectare a condensatului de la sistemele de reducere a umidității dispuse la ieșirea din paletele active.

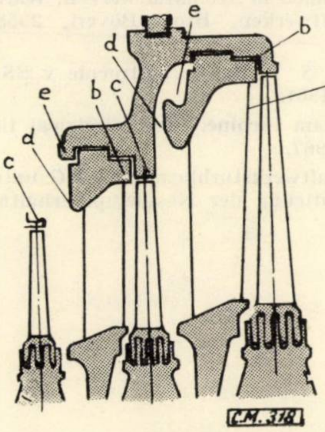


Fig. 17

În figura 17 este reprezentată construcția actuală a ultimelor trepte ale turbinei, iar în figura 18 sînt reprezentate treptele respective cu modificările preconizate. În ambele figuri au fost notate, cu literele utilizate la enumerarea de mai sus, locurile unde intervin modificările respective.

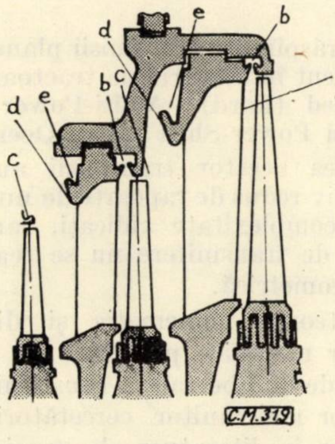


Fig. 18

Se observă că toate modificările afectează ultimele două trepte ale turbinei, la care și în construcția actuală au fost prevăzute elemente menite să contribuie la reducerea umidității aburului.

Bineînțeles că reducerea acoperirii la extremitatea paletelor se aplică la paletele active ale treptei anterioare penultimei și în schimb nu este necesară la paletele ultimei trepte.

Subțierea muchiei de ieșire la paletele directoare se poate aplica numai la ultima treaptă, unde există rezerve în acest sens, grosimea actuală a acestei muchii fiind de 1 mm. Această cotă se va putea reduce la 0,6 mm, valoare pe care o are grosimea actuală a muchiei de ieșire la paletele directoare ale penultimei trepte.

Din verificarea dimensiunilor distanței axiale dintre ajutajele și paletele active ale aceleiași trepte, respectiv dintre paletele active ale unei trepte și ajutajele treptei următoare, a rezultat că acestea se încadrează în recomandările amintite mai sus. O cercetare experimentală organizată la o turbină în funcțiune ar putea stabili o împărțire optimă a acestor distanțe axiale, cu influență maximă a lor asupra procesului de reducere a umidității aburului. Totodată ar putea fi obținute rezultate concludente și în ceea ce privește dimensionarea optimă a elementelor ce constituie sistemele perfecționate de reducere a umidității, preconizate mai sus mai mult sub aspect calitativ pe baza datelor din literatuura de specialitate.

Concluzii. Din cele de mai sus se pot desprinde unele concluzii mai importante.

Astfel, în prezent există o mare diversitate de sisteme pentru eliminarea umidității la turbinele cu abur. Această situație se datorește importanței pe care o are problema în special pentru fabricația de turbine cu abur destinate CNE, ceea ce a determinat organizarea unor cercetări proprii în domeniul respectiv, la toate întreprinderile importante constructoare de turbine cu abur. În viitor, desigur că se va contura o linie mai unitară, pe măsură ce anumite sisteme își vor dovedi în mod clar avantajele în raport cu altele.

Sistemele exterioare de reducere a umidității aburului au o serie de dezavantaje în raport cu cele interioare, motiv pentru care se înregistrează o tendință spre utilizarea pe scară din ce în ce mai largă a celor din urmă.

La CNE, în etapa actuală, rămîn încă necesare sistemele exterioare, care se folosesc eventual în paralel cu o supraîncălzire intermediară.

La turbinele construite pînă în prezent în țară există posibilități de îmbunătățire a sistemelor de reducere a umidității aburului, astfel încît prin trecerea tipurilor care funcționează în prezent cu abur de temperatură ridicată (565°C) la funcționare cu abur de temperatură mai scăzută (535°C), pentru aceeași valoare a presiunii (130 ata), să nu apară pericolul intensificării procesului de eroziune la paletele ultimelor trepte, ca urmare a creșterii umidității în punctul final de destindere a aburului.

Realizarea unor sisteme eficiente de reducere a umidității aburului nu se poate face pe cale teoretică. Soluțiile de principiu care se pot stabili pe baza construcțiilor executate și verificate în funcționare trebuie încercate experimental pentru fiecare caz în parte, astfel ca din punct de vedere dimensional să se poată determina varianta optimă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Astafiev, A. N.*, Terentiev, I. K. Ispîtania vlagoulavlivaiușcih ustroisto parovoi kondensaționnoi turbinî. În : Energomașinostroenie, nr. 3, 1964.

[2] *Bald, A.*, *Duroy, H. U.*, *Lepie, G.* Der Turbosatz und der Dampf-Speise-Wasserkreislauf des Kernkraftwerks Obrigheim. În : Atom und Strom, nr. 11—12, 1967, p. 178—186 ; Express-informația — Teploenerghetika, nr. 14, 1968.

[3] *Dorogov, B. S.* Erozia lopatok v parovîh turbinah. Moscova, Energhia, 1965.

[4] *Downs, J. E.*, *Holley, S. N.* Progress in the design of nuclear turbine-generators. ASMR—IEEE, Joint power generation conference, Denver, Colorado, 1966

[5] *Gray, J. L.* Turbines for british nuclear power station, Central electricity generating board.

[6] *Hohl, R.* Turbines à vapeur saturée pour centrales nucléaires, Escher-Wyss Oerlikon, 1967.

[7] *Iablonik, P. M.* Experimentalinoe issledovanie vlagoudalenia za napravlaiușcim apparatom turbinnoi stupeni. În : Energomașinostroenie, nr. 2, 1963.

[8] *Kaufmann, W.* Technische Hydro und Aeromechanik. Berlin, Springer Verlag, 1958.

[9] *Ludewig, M.* Endstufenschaufeln von Grossdampfturbinen. În : Elektrizitätswirtschaft, nr. 20, 1967, p. 738—743 ; Express-informația, Teploenerghetika, nr. 10, 1968.

[10] *Scegleaev, A. V.* Parovîe turbinî. Moscova, Energhia, 1967.

[11] *Vollmann, W.*, *Kuhn, A.* Wasserabscheider für Nassdampfturbinen in Atomkraftwerken, Wärmetechnik in Dampfkraftwerken, Brown-Boveri, 2955—D—11—1 (8. 62).

[12] *Zilberstein, S. L.* Paroturbostroenie v SSA. Moscova, Mașghiz, 1961.

[13] 100 net steam turbine. În : Electrical times, nr. 22, 25 mai, 1967.

[14] Die Kernkraftwerksturbinen der AEG unter besondere Berücksichtigung der Nassdampfverhältnisse, Berlin, 1967.

CZ 621.833.6 : 621—585.127

szempont tanulás összefoglalás

Criterii de studiu și sinteză a transmisiei planetare

Asistent ing. Dumitru MARINCAȘ Institutul politehnic București

Îmbunătățirea calităților dinamice și de exploatare ale tractoarelor moderne pe roți și șenile este strîns legată de studiul și proiectarea unor transmisii cu parametrii constructivi și funcționali superiori.

Transmisiile mecanice în trepte chiar dacă posedă sincronizator nu asigură nici conducerea comodă și simplă a tractorului și nici utilizarea corespunzătoare a puterii nominale a motorului.

Asigurarea unei game suficiente de viteze și forțe de tracțiune, în cazul folosirii transmisiilor mecanice clasice, este posibilă doar dacă există un număr mare de rapoarte de demultiplicare. Pentru utilizarea corespunzătoare însă a treptelor de viteză în condițiile unei frecvențe ridicate de schimbare a vitezelor, conducătorul trebuie să aibă o înaltă calificare și să consume o mare cantitate de energie musculară și nervoasă.

Transmisiile mecanice planetare sau hidraulice, a căror comandă poate fi automatizată, înlătură în bună măsură neajunsurile transmisiilor clasice.

Transmisiile mecanice planetare au căpătat o mai largă răspîndire în construcția tractoarelor agricole și industriale existente datorită randamentului mai ridicat, prețului de cost mai scăzut, precum și domeniului larg de rapoarte de demultiplicare ce poate fi realizat.

Ele se folosesc de obicei ca agregate de sine stătătoare ale tractoarelor agricole și industriale sau ca parte mecanică a transmisiilor hidromecanice.

Cele mai răspîndite transmisii planetare utilizate în prezent în construcția tractoarelor sînt : Select-o-speed (Ford), Multi-Power (Massey-Ferguson) și Power-Shift (John-Deere) [6].

Majoritatea acestor transmisii au însă un număr relativ redus de rapoarte de multiplicare, indicii de complexitate ridicați, iar etajarea rapoartelor de transmitere nu se realizează în progresie geometrică.

Studiul teoretic cinematic și dinamic al transmisiilor mecanice planetare cu două, trei și patru grade de libertate a constituit obiectul preocupărilor mai multor cercetători [1], [2], [3], [4], dar în literatura de specialitate nu există încă mențiuni referitoare la studiul sintezei cutiilor de viteză cu un număr superior de grade de libertate care să asigure mărirea numărului de rapoarte de demultiplicare, precum și obținerea unor indici de complexitate relativ scăzuți.

Lucrarea de faţă îşi propune să indice o metodă de sinteză raţională a unei cutii de viteze cu cinci grade de libertate destinată echipării tractorului agricol pe roţi.

În alcătuirea transmisiilor planetare complexe se utilizează de obicei mecanisme planetare epicicloidale simple cu trei elemente cinematice.

Figura 1 reprezintă o schemă cinamatică a unui mecanism planetar diferenţial simplu, cu roţi dinţate cilindrice, alcătuit din : roata solară *1*, satelitul *2*, braţul portsateliţi *3* şi coroana epicicloidală *4*.

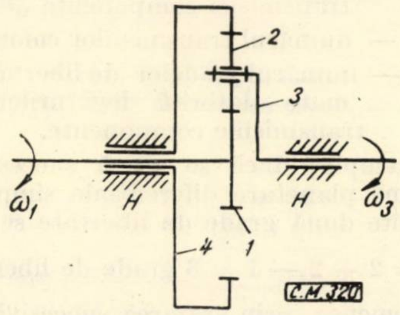


Fig. 1

Pentru stabilirea ecuaţiei cinematice fundamentale a mecanismului planetar diferenţial simplu se utilizează formula [1] :

$$\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_4 - \omega_3} = \pm K,$$

de unde :

$$\omega_1 - \omega_3 = \pm K\,(\omega_4 - \omega_3)$$

sau :

$$\omega_1 = \omega_3\,(1 \mp K) \pm \omega_4\,K. \qquad (1)$$

Parametrul K se numeşte raport de transmitere interior al mecanismului planetar simplu, valoarea lui fiind dată de relaţia :

$$K = \frac{r_4}{r_1} = \frac{Z_4}{Z_1}, \qquad (2)$$

unde :

r_4, r_1 sînt razele cercurilor de divizare ale roţii epicicloidale şi roţii solare ;

Z_4, Z_1 — numărul de dinţi al celor două roţi dinţate.

Ecuaţia (1) reprezintă ecuaţia cinematică fundamentală a mecanismului diferenţial cu trei elemente cinematice.

Cinematica transmisiei planetare, ca a oricărui alt sistem mecanic, se caracterizează prin numărul gradelor de libertate.

Mecanismul planetar diferenţial simplu, în diferite variante constructive, are două grade de libertate. Astfel, utilizînd formula mobilităţii mecanismelor plane [1], se obţine :

$$W_p = 3 . n - 2\,c_5 - c_4, \qquad (3)$$

unde :

W_p reprezintă numărul gradelor de libertate ale mecanismului planetar ;

n — numărul elementelor cinematice în mişcare ;

c_4 — numărul angrenajelor dinţate ;

c_5 — numărul articulaţiilor.

Pentru cazul schemei cinematice a mecanismului planetar reprezentat în figura 1 :

$$n = 4\ (1,\ 2,\ 3,\ 4)\ ;$$

$$c_5 = 4\ (1, H)\ ;\ (1, 4)\ ;\ (2, 3)\ ;\ (4, H)\ ;$$

$$c_4 = 2\ (1, 2)\ ;\ (2, 4).$$

Deci numărul gradelor de libertate ale mecanismului planetar este :

$$W_p = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Rezultă că pentru a obţine o mişcare univoc determinată a elementului condus *3* din figura 1 va fi necesară suprimarea unui grad de libertate al mecanismului. Practic acest lucru se realizează prin frînarea completă a elementului *4*.

Numărul variantelor mecanismelor planetare simple obţinute prin modificarea funcţiilor elementelor cinematice *1*, *3* şi *4*, ţinînd seamă şi de varianta priză directă (raportul de transmitere egal cu unitatea), este :

$$N = A_3^2 + 1 = 2 \cdot 3 + 1 = 7.$$

În tabela 1 sînt indicate variantele posibile ale schemelor cinematice ale mecanismului planetar simplu, precum şi rapoartele de transmitere recomandate din punct de vedere constructiv.

Pentru realizarea prizei directe, adică a stării cinematice în care elementele mecanismului planetar nu se pot roti unul în raport cu celălalt, realizîndu-se astfel şi reducerea cu o unitate a numărului gradelor de libertate ale mecanismului, se utilizează în mod frecvent cuplaje multilamelare acţionate hidraulic, precum şi cuplaje unidirecţionale.

Sinteza cutiei de viteze. Numărul gradelor de libertate ale transmisiei planetare complexe a cărei schemă cinematică este cunoscută se poate stabili cu relaţia (D. A. Krimkon) :

$$W_x = W_0 + W, \qquad (4)$$

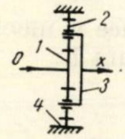
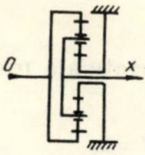
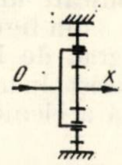
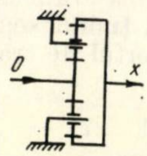
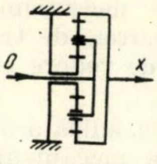
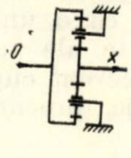
unde :

W_x este numărul gradelor de libertate ale transmisiei (cutiei de viteze) analizate ;

W_0 — numărul gradelor de libertate necesare deplasării liniare a autovehiculului ($W_0 = 1$);

W — numărul gradelor de libertate care trebuie suprimate cu ajutorul elementelor de fricţiune.

Tabela 1

Varianta	Schema cinematică	Raportul de trasmitere	Elemente cinamtice blocate la $i_{0x} = 1$
a		$i_{0x}=1+K$; $\omega_4=0$ $i_{0x}=2,5-7$	1–3 sau 1–4
b		$i_{0x}=\frac{1+K}{K}$; $\omega_1=0$ $i_{0x}=1,1-1,7$	4–3 sau 4–2
c		$i_{0x}=\frac{1}{1+K}$; $\omega_4=0$ $i_{0x}=0,2-0,4$	3–1 sau 3–4
d		$i_{0x}=-K$; $\omega_3=0$ $\lvert i_{0x}\rvert=1,5-4,0$	1–4 sau 1–3
e		$i_{0x}=\frac{K}{1+K}$; $\omega_1=0$ $i_{0x}=0,5-0,8$	3–4 sau 3–1
f		$i_{0x}=-\frac{1}{K}$; $\omega_3=0$ $\lvert i_{0x}\rvert=\lvert 0,25-0,67$	4–1 sau 4–3

Formula (4) este aplicabilă doar în cazul în care sînt cunoscute schema cinematică şi programul de acţionare a elementelor de blocare şi frînare.

Pentru cazul cînd se urmăreşte realizarea sintezei unei transmisii planetare complexe care posedă un număr determinat de grade de libertate se propune formula :

$$W_x = \sum_{i=1}^{n} W_i - W_1,$$

unde :

$$W_1 = n - 1$$

şi deci :

$$W_x = \Sigma W_i - (n - 1). \qquad (5)$$

În relaţia (5) :

W_x este numărul total al gradelor de libertate ale transmisiei ;

W_i — numărul gradelor de libertate ale transmisiei componente „i" ;

n — numărul transmisiilor componente ;

$(n-1)$— numărul gradelor de libertate suprimate datorită legăturilor dintre transmisiile componente.

De exemplu, dacă se aşază succesiv două mecanisme planetare diferenţiale simple avînd fiecare cîte două grade de libertate se obţine :

$$W_x = 2 + 2 - 1 = 3 \text{ grade de libertate.}$$

De asemenea, prin aşezarea succesivă a două transmisii planetare cu trei grade de libertate se obţine :

$$W_x = 3 + 3 - 1 = 5 \text{ grade de libertate.}$$

O transmisie planetară completă cu cinci grade de libertate se poate obţine şi combinînd o transmisie planetară cu patru grade de libertate şi una cu două grade de libertate, adică :

$$W_x = 4 + 2 - 1 = 5 \text{ grade de libertate.}$$

Metoda de sinteză a cutiilor de viteze planetare complexe. Cutiile de viteze planetare cu două grade de libertate (de exemplu Wilson şi Kotal), cu sau fără priză directă, se alcătuiesc prin montarea succesivă a mecanismelor planetare simple.

Cutiile de viteze cu trei şi mai multe grade de libertate se pot obţine folosind următoarele procedee de combinare a schemelor cinematice ale mecanismelor planetare componente :

— montarea în serie a două sau mai multe transmisii planetare componente ;

— montarea în paralel a două transmisii planetare componente ;

— combinarea montării succesive cu cea în paralel.

Cea mai utilizată metodă de sinteză a schemelor cinematice ale transmisiilor planetare cu un număr superior de grade de libertate este aşezarea în serie a mecanismelor planetare simple.

Montarea în serie a mecanismelor componente prezintă unele avantaje importante, şi anume : transmisia obţinută are dimensiuni de gabarit reduse, indici de complexitate relativ scăzuţi, iar randamentul mecanic are valori ridicate deoarece se evită apariţia circulaţiei puterii parazitare.

Gradul de complexitate al cutiilor de viteze planetare se apreciază prin doi indici : indicele de blocare D_1 şi indicele de complexitate D_2.

Indicele de blocare (indicele elementelor de fricţiune) se poate defini cu ajutorul relaţiei :

$$D_1 = \frac{N_f}{N_{rap}}, \tag{6}$$

unde :

N_f este numărul de elemente de fricţiune (frîne şi cuplaje de blocare) din schema cinematică a cutiei de viteze ;

N_{rap}— numărul rapoartelor de transmitere distincte realizate de cutia de viteze.

Indicele de complexitate (indicele total de complexitate) este definit de relaţia :

$$D_2 = \frac{N_f + N_{pl}}{N_{rap}}, \tag{7}$$

unde N_{pl} reprezintă numărul rîndurilor planetare.

Cu cît vor fi mai mici aceşti indici cu atît schema cinematică a transmisiei planetare este mai raţional alcătuită.

În continuare, se va urmări modul în care influenţează numărul gradelor de libertate complexitatea construcţiei cutiilor de viteze planetare.

Cutiile de viteze cu două grade de libertate prezintă particularitatea că numărul elementelor de fricţiune şi blocare ce intră în alcătuirea lor este egal totdeauna cu numărul rapoartelor de transmitere totale distincte, realizate în conformitate cu programul de acţionare stabilit.

Adică se poate scrie că :

$$N_{pl} = N_{rap}. \tag{8}$$

De asemenea, numărul rîndurilor planetare simple este identic cu numărul rapoartelor de trasmitere totale distincte, dacă transmisia studiată nu are şi priză directă :

$$N_f = N_{rap}, \tag{9}$$

şi respectiv :

$$N_{pl} = N_{rap} - 1, \tag{10}$$

dacă transmisia realizează şi priza directă.

Din relaţia (8) rezultă că valoarea indicelui de blocare este :

$$D_1 = 1, \tag{11}$$

iar din relaţiile (9) şi (10) valorile indicelui de complexitate sînt :

$$D_2 = 2 \tag{12}$$

şi respectiv :

$$D_2 = 2 - \frac{1}{N_{rap}}. \tag{13}$$

Analizînd relaţiile (11), (12) şi (13) se poate trage concluzia că valorile minime ale indicilor de complexitate se obţin în cazul în care $N_{rap} = 1$.

Aceasta înseamnă că nu este raţional să se utilizeze, în construcţia transmisiei tractorului cutii de viteze planetare cu două grade de libertate care realizează un număr mare de rapoarte de transmitere (de exemplu $N_{rap} > 2$) deoarece indicele de complexitate D_2 creşte rapid tinzînd către $D_{2max} = 2$. Transmisia planetară cu priză directă şi cu două grade de libertate poate fi folosită în mod justificat doar ca amplificator de cuplu sau ca treaptă acceleratoare de turaţie, situaţie în care indicii de complexitate analizaţi au valorile : $D_1 = 1$ şi $D_2 = 1{,}5$.

Cutiile de viteze mecanice planetare cu trei şi, respectiv, patru grade de libertate sînt în mod frecvent utilizate în construcţia transmisiilor tractoarelor moderne pe roţi.

În tabela 2 sînt date rezultatele calculelor efectuate pentru diferite cutii de viteze cu trei grade de libertate şi cu priză directă.

Tabela 2

Numărul rapoartelor de transmitere		Numărul total de rapoarte de transmitere N_{rap}	Numărul elementelor de fricţiune N_f	Numărul rîndurilor planetare N_{pl}	Coeficientul D_1	Coeficientul D_3
mers înainte	mers înapoi					
3	2	5	5	2	1,0	1,4
4	1	5	5	2	1,0	1,4
4	1	5	5	3	1,0	1,6
4	1	5	6	2	1,2	1,6
4	2	6	5	3	0,833	1,33
5	1	6	4	3	0,667	1,165
6	1	7	6	3	0,857	1,285
6	2	8	6	3	0,75	1,125
6	2	8	6	4	0,75	1,25
6	2	8	6	5	0,75	1,375
6	2	8	6	6	0,75	1,50
8	2	10	7	5	0,70	1,2

Din tabela 2 rezultă că, în funcţie de numărul rapoartelor de transmitere N_{rap}, numărul elementelor de fricţiune N_f variază de la 5 la 7. Numărul rîndurilor planetare este cuprins între limitele 2 şi 6.

Indicele D_1 se găseşte între 0,667 şi 1,2, iar indicele $D_2 = 1{,}2$—$1{,}6$.

În tabela 3 sînt indicate rezultatele calculelor efectuate pentru cutiile de viteze cu patru grade de libertate şi cu priză directă.

Tabela 3

Numărul rapoartelor de transmitere		Numărul total al rapoartelor transmitere	Numărul elementelor de fricţiune	Numărul rîndurilor planetare	Coeficientul	Coeficientul
mers înainte	mers înapoi	N_{rap}	N_f	N_{pl}	D_1	D_2
3	1	4	7	1	1,75	2
4	1	5	6	2	1,2	1,6
4	2	6	5	2	0,833	1,165
4	2	6	5	3	0,833	1,33
4	2	6	6	2	1,0	1,33
5	1	6	6	2	1,0	1,33
6	2	8	6	3	0,75	1,125
6	2	8	6	4	0,75	1,25
8	—	8	6	3	0,75	1,125
8	2	10	7	3	0,70	1,0
8	2	10	7	4	0,70	1,1
8	4	12	7	4	0,583	0,917
10	2	12	7	3	0,583	0,833

Din tabela 3 se vede că este neraţional a se folosi un singur rînd planetar drept cutie de viteze întrucît numărul elementelor de fricţiune N_f este mare, iar numărul rapoartelor de transmitere obţinute nu depăşeşte cifra patru.

Ultima variantă prezentată în această tabelă reprezintă cutia de viteze Select-o-speed [7] pentru care valorile indicilor de blocare şi complexitate sînt $D_1 = 0,583$, respectiv $D_2 = 0,833$.

Pentru comparaţie s-a efectuat calculul valorilor indicilor D_1 şi D_2 la cutii de viteze cu cinci grade de libertate. Una din aceste variante este prezentată în tabela 4.

Tabela 4

Numărul rapoartelor de transmitere		Numărul total al rapoartelor de transmitere	Numărul elementelor de fricţiune	Numărul rîndurilor planetare	Coeficientul	Coeficientul
mers înainte	mers înapoi	N_{rap}	N_f	N_{pl}	D_1	D_2
20	4	24	9	4	0,375	0,542

Se observă, comparînd valorile obţinute pentru D_1 şi D_2 cu cele din tabelele 2 şi 3, că acest tip de cutie de viteze prezintă un grad de complexitate mult mai scăzut.

Întrucît şi cutiile de viteze cu cinci grade de libertate prezintă foarte multe variante structurale, dintre acestea a fost extrasă varianta ai cărei indici D_1 şi D_2 au valorile cele mai mici, iar numărul rapoartelor de transmitere cel mai mare.

Cum cutia de viteze cu cinci grade de libertate realizează un număr sporit de rapoarte de transmitere (20 + 4) la un număr relativ mic de elemente de frînare şi blocare faţă de transmisiile planetare existente (Select-o-speed : 10 + 2), în continuare se va studia sinteza şi cinematica acestui tip de cutie.

Cutia de viteze cu cinci grade de libertate. Cutia de viteze cu cinci grade de libertate şi 24 rapoarte de trasmitere este alcătuită din două transmisii planetare cu cîte trei grade de libertate fiecare. Aşezarea lor este în serie (fig. 2).

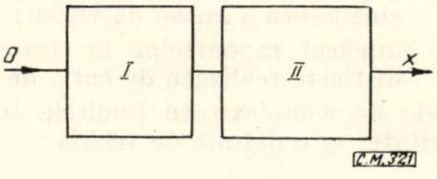


Fig. 2

Formula structurală globală pentru calculul numărului rapoartelor de transmitere realizate de cutia de viteză planetară studiată este (fig. 2):

$$N_{rap} = N_{rapI} \cdot N_{rapII} = 24. \qquad (14)$$

Dar transmisiile planetare I şi II se obţin prin aşezarea în serie a cîte două mecanisme planetare diferenţiale simple. Din tabela 1 vor fi utilizate pentru sinteza cutiei de viteze variante ale mecanismelor planetare simple, fiecare avînd cel puţin un element de frînare (frînă cu bandă) şi un element de blocare (cuplaj multilamelar).

Întrucît cutia de viteze este destinată echipării tractorului pe roţi universal, gama rapoartelor de transmitere trebuie să fie cuprinsă între valorile $g_i = 8 - 15$ [1] pentru tractoarele din clasa 1,4—3 tf.

Adoptînd $g_i = 15$, se poate calcula valoarea raţiei progresiei geometrice de etajare a rapoartelor de transmitere ale cutiei de viteze.

Astfel :

$$\varphi = \sqrt[N'_{rap}]{g_i},$$

unde :

φ este raţia progresiei geometrice ;
N'_{rap} — numărul rapoartelor de transmitere la mersul înainte (20 rapoarte minus unitatea).

Deci :

$$\varphi = \sqrt[19]{15} = 1,15.$$

Pentru a se putea realiza gama de rapoarte de transmitere impusă, în alcătuirea transmisiilor planetare *I* şi *II* vor intra variantele *b*, *a* şi *d* (tabela 1) cu valori ale rapoartelor de transmitere parţiale supraunitare, precum şi varianta *e* (tabela 1) al cărei raport de transmitere este subunitar. Utilizarea variantei *e* este justificată de necesitatea realizării unor viteze de deplasare ale agregatului de transport în domeniul 25—35 km/h.

Mersul înapoi se va realiza cu ajutorul variantei *d* care realizează raportul de transmitere $i_{ox} = -(1{,}5 - 4{,}0)$.

Aşezarea în serie a mecanismelor planetare adoptate pentru alcătuirea transmisiilor *I* şi *II* se va face în ordinea crescătoare a valorii raportului de transmitere parţial i_{ox}.

Rezultă că transmisia *I* va fi alcătuită din rîndurile planetare în variantele de aşezare *e* şi *b*, iar transmisia *II*, din rîndurile planetare în variantele *a* şi *d*.

Ţinînd seamă de valoarea raţiei progresiei geometrice φ, precum şi de formulele structurale (14) şi (15), se poate face repartizarea rapoartelor de transmitere la transmisiile planetare *I* şi *II* (tabela 5).

Luînd fiecare raport de transmitere parţial realizat de o transmisie cu fiecare din rapoartele de trasmitere parţiale realizate de cealaltă transmisie componentă a cutiei de viteze, se obţin cele 20 de rapoarte de transmitere totale la mersul înainte şi 4 rapoarte de transmitere la mersul înapoi (tabela 6).

Tabela 5

Transmisii componente	Rapoarte de trasmitere teoretice				
Transmisia I	$\frac{1}{\varphi 4}$	$\frac{1}{\varphi 3}$	1	φ	—
	0,513	0,658	1	1,15	—
Transmisia II	φ16	φ14	φ8	φ6	1
	9,36	7,09	3,07	2,32	1

Tabela 6

φ 17	φ 16	φ 15	φ 14	φ 13	φ 12	φ 11	φ 10	φ 9	φ 8	φ 7	φ 6	φ 5	φ 4	φ 3	φ 2	φ 1	φ 0	φ−3	φ−4
10,75	9,36	8,15	7,09	6,16	5,36	4,67	4,06	3,53	3,07	2,67	2,32	2,018	1,75	1,52	1,32	1,15	1	0,658	0,573

Modul de aşezare a celor patru rînduri planetare se poate urmări în figura 3.

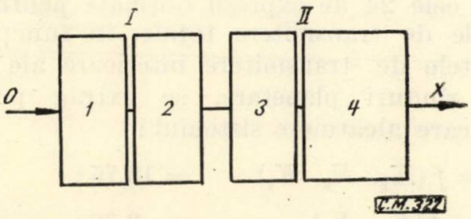


Fig. 3

Rîndurile planetare *1*, *2*, *3* vor fi prevăzute cu cîte o frînă cu bandă (F_1, F_2, F_3) şi cîte un cuplaj de blocare (C_1, C_2, C_3), iar rîndul planetar 4, cu o frînă cu bandă (F_4) şi două cuplaje cu lamele (C_4, C_5). Cuplajul cu lamele C_5 oferă posibilitatea realizării, cu ajutorul rîndului planetar 4, a unui raport de demultiplicare suplimentar.

Formula structurală (14) se poate scrie acum astfel:

$$N_{rap} = N_{rap1} \cdot N_{rap2} \cdot N_{rap3} \cdot N_{rap4}, \qquad (15)$$

sau înlocuind valorile:

$$N_{rap1} = 2\,;\ N_{rap2} = 2\,;\ N_{rap3} = 3 \text{ şi } N_{rap4} = 3,$$

se obţine:

$$N_{rap1} = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 2^3 \cdot 3 = 24.$$

În figura 4 este reprezentată schema cinematică a transmisiei planetare *I*.

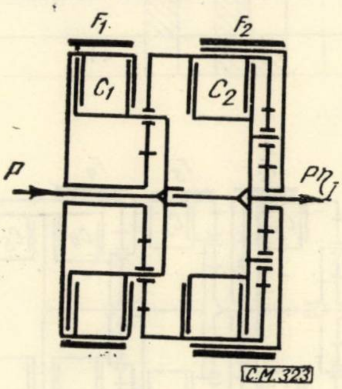


Fig. 4

În tabela 7 este dat programul de acţionare a elementelor de fricţiune ale transmisiei *I*, iar figura 5 şi tabela 8 se referă la transmisia II. În figura 6 se prezintă schema cinematică a cutiei de viteze studiate, iar în tabela 9 programul ei de acţionare.

Pentru analiza cinematică a cutiei de viteze planetare se utilizează ecuaţia cinematică fun-

Tabela 7

Poz.	Acţionarea elementelor F₁	C₁	F₂	C₂	Rapoarte de transmitere
1	▨			▨	$\frac{K1}{1+K1}$
2	▨		▨		$\frac{K1(1+K2)}{K2(1+K1)}$
3		▨		▨	1
4		▨	▨		$\frac{1+K2}{K2}$

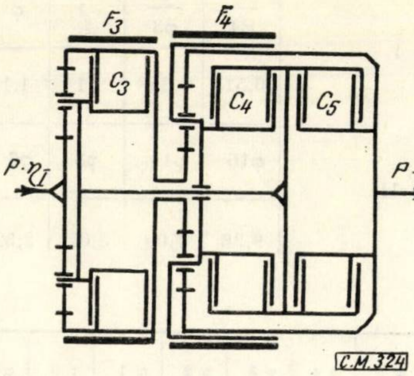


Fig. 5

Tabela 8

Poz.	Acţionarea elementelor F₃	F₄	C₄	C₅	C₆	Rapoarte de transmitere
1		▨			▨	$1+K3(1+K4)$
2		▨		▨		$K3K4$
3	▨				▨	$1+K3$
4	▨			▨		$(1+K3)\frac{K4}{1+K4}$
5			▨		▨	
mî		▨	▨			$-K4$

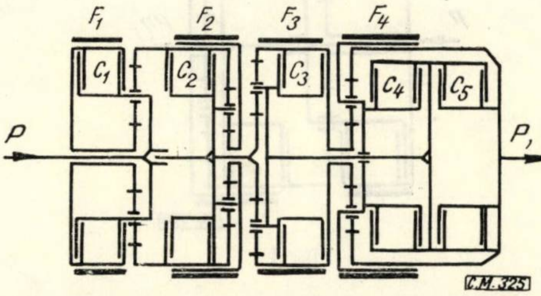


Fig. 6

damentală (1) care se va scrie pentru fiecare rînd planetar în parte, impunînd condiţiile cinematice în conformitate cu programul de acţionare a elementelor cinematice de frînare şi blocare, corespunzătoare situaţiei de cuplare a acestora la treapta de viteză dată.

Tabela 9

Poz.	Acţionarea elementului de fricţiune F₁	C₁	F₂	C₂	F₃	F₄	C₃	C₄	C₅	Rapoarte de multiplicare
1		▨	▨			▨			▨	$i_{t1} = 11,1$
2		▨		▨		▨			▨	$i_{t2} = 9,65$
3		▨	▨			▨		▨		$i_{t3} = 7,75$
4		▨		▨		▨		▨		$i_{t4} = 6,73$
5	▨		▨			▨			▨	$i_{t5} = 6,46$
6	▨			▨		▨			▨	$i_{t6} = 5,6$
7	▨		▨			▨		▨		$i_{t7} = 4,51$
8	▨			▨		▨		▨		$i_{t8} = 3,92$
9		▨	▨		▨				▨	$i_{t9} = 3,36$
10		▨		▨	▨				▨	$i_{t10} = 2,92$
11		▨	▨		▨			▨		$i_{t11} = 2,52$
12		▨		▨	▨			▨		$i_{t12} = 2,27$
13	▨		▨		▨			▨	▨	$i_{t13} = 1,95$
14	▨			▨	▨				▨	$i_{t14} = 1,7$
15	▨		▨		▨			▨		$i_{t15} = 1,52$
16	▨			▨	▨			▨		$i_{t16} = 1,32$
17		▨	▨				▨		▨	$i_{t17} = 1,15$
18		▨		▨			▨		▨	$i_{t18} = 1$
19	▨		▨				▨		▨	$i_{t19} = 0,62$
20	▨			▨			▨		▨	$i_{t20} = 0,582$
mî₁		▨	▨		▨	▨				$i_{mî1} = -4,02$
mî₂		▨		▨	▨	▨				$i_{mî2} = -3,5$
mî₃	▨		▨		▨	▨				$i_{mî3} = -2,34$
mî₄	▨			▨	▨	▨				$i_{mî4} = -2,04$

▨ – element de fricţiune acţionat

Din cele 24 de expresii obţinute pentru rapoartele de transmitere totale, în funcţie de rapoartele de transmitere interioare ale celor patru rînduri planetare, se extrag primele patru care alcătuiesc sistemul:

$$
\begin{aligned}
\varphi^{17} &= f(K_2,\ K_3,\ K_4) &&= 10{,}75;\\
\varphi^{16} &= f(K_3,\ K_4) &&= 9{,}36;\\
\varphi^{15} &= f(K_2,\ K_3,\ K_4) &&= 8{,}15;\\
\varphi^{14} &= f(K_1,\ K_2,\ K_3,\ K_4) &&= 7{,}09.
\end{aligned} \tag{16}
$$

Rezolvînd sistemul de patru ecuaţii cu patru necunoscute (16), se determină valorile orientative ale rapoartelor de transmitere interioare K_1, K_2, K_3, şi K_4.

Se impun şi condiţiile de neinterferenţă a danturii, de coaxialitate, de montaj şi de vecinătate pentru roţile dinţate ce intră în alcătuirea celor patru rînduri planetare şi se obţin valorile reale ale rapoartelor de transmitere interioare K_1, K_2, K_3, K_4, precum şi ale numărului de dinţi (tabela 10).

Din tabela 10 rezultă că rapoartele de transmitere interioare se găsesc între limitele recomandate din consideraţii de ordin constructiv în tabela 1.

Tabela 10

Rîndul planetar al raportului de transmitere interior K	Roata dințată		
	Z_1	Z_2	Z_4
1 (1,41)	70	14	98
2 (6,5)	15	42	99
3 (1,92)	39	18	75
4 (3,5)	20	25	70

Abaterea relativă a raportului de transmitere real față de cel teoretic este dată de expresia:

$$\Delta_r = \frac{\Delta}{X_0} \cdot 100, \% ; \qquad (17)$$

unde:

Δ_r este abaterea relativă în procente;

Δ — abaterea absolută;

X_0 — mărimea de referință (raportul de transmitere teoretic).

Pentru calculul abaterilor rapoartelor de transmitere reale față de cele teoretice în cele 24 situații de cuplare a elementelor cinematice se folosesc datele din tabelele 7 și 10.

Rezultatele calculelor au fost reprezentate grafic în diagrama din figura 7.

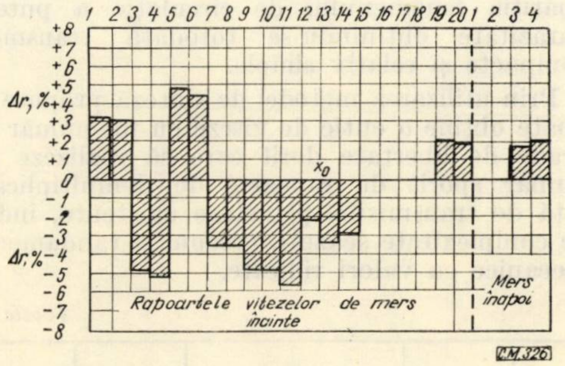


Fig. 7

Se observă că valoarea maximă a lui Δ_r se obține pentru raportul de transmitere al treptei de viteză 11 la mersul înainte, adică $|\Delta_r| = 5{,}62\%$.

Această abatere se consideră acceptabilă.

Randamentul mecanic al transmisiei planetare apreciază pierderile de putere în angrenajele planetare datorită mișcării relative a pinioanelor dințate, forțelor centrifuge și frecărilor în lagăre.

În calcule se poate neglija influența ultimilor doi factori întrucît, la transmisiile planetare, simetria încărcării dinamice a elementelor dințate micșorează foarte mult valoarea puterii disipate, datorită cauzelor amintite.

Randamentul unei transmisii planetare de orice grad de complexitate se calculează cu expresia:

$$\eta = \frac{i_d}{i_c}, \qquad (18)$$

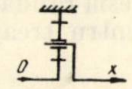
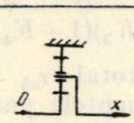
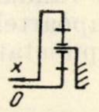
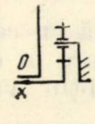
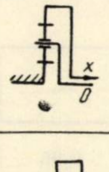
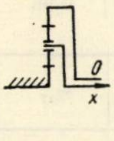
unde:

i_d este raportul de transmitere dinamic;

i_c — raportul de transmitere cinematic.

În tabela 11 sînt date expresiile de calcul ale randamentului mecanismului planetar simplu în cele șase variante posibile, obținute cu relația (18); în tabelă s-a notat cu η_i randamentul angrenării interioare și cu η_e randamentul angrenării exterioare.

Tabela 11

Variante ale schemelor cinematice	Formula randamentului
	$\eta_{0x} = \frac{1 + K\eta}{1 + K}$
	$\eta_{0x} = \frac{(1+K)\,\eta}{\eta + K}$
	$\eta_{0x} = \eta_i\,\eta_e = \eta$
	$\eta_{0x} = \eta_i\,\eta_e = \eta$
	$\eta_{0x} = \frac{\eta + K}{1 + K}$
	$\eta_{0x} = \frac{(1+K)\,\eta}{1 + K\,\eta}$

Cunoscînd valorile randamentelor celor două angrenări, interioară și exterioară, precum și valorile rapoartelor de transmitere interioare, se poate calcula randamentul transmisiei planetare simple.

Pentru simplificarea calculului randamentului total al transmisiei planetare complexe se poate utiliza cu suficientă precizie curba de variație [1] a randamentului transmisiei planetare funcţie de raportul de transmitere interior reprezentată în figura 8 (*1* — variaţia randamentului transmisiei planetare simple; *2* — variaţia randamentului transmisiei cu braţul portsateliţi blocat).

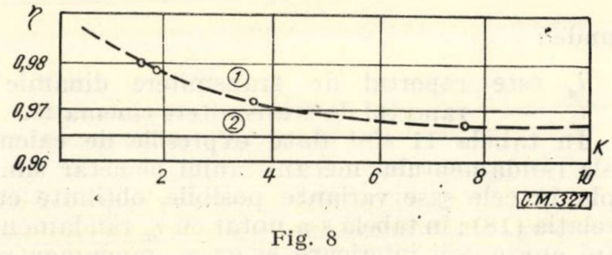


Fig. 8

Utilizînd relaţia (18) în care se înlocuiesc expresiile raportului de transmitere dinamic i_a, precum şi ale raportului de transmitere cinematic i_c, corespunzătoare fiecărei trepte distincte realizate de cutia de viteză planetară, se obţin expresiile randamentului total η_t. Spre exemplificare este dată expresia randamentului mecanic total stabilită pentru treapta a 5-a de mers înainte:

$$\eta_{t5} = \frac{(\eta_1 + K_1)(1 + K_2)\eta_2\,(1 + \eta_3 K_3)(1 + \eta_4 K_4)}{(1 + K_1)(1 + \eta_2 K_2)(1 + K_3)(1 + K_4)}.$$

În expresia randamentului total η_{t5} s-au notat cu η_1, η_2, η_3 şi η_4 randamentele parţiale ale rîndurilor 1, 2, 3, şi , respectiv, 4.

Din figura 8 rezultă că valorile randamentelor parţiale corespunzătoare rapoartelor de transmitere interioare (poziţiile punctate) K_1, K_2, K_3, K_4 sînt:

$$\eta_1 = 0{,}98\,;\ \eta_2 = 0{,}968\,;\ \eta_3 = 0{,}978\,;\ \eta_4 = 0{,}972.$$

Înlocuind aceste valori împreună cu cele ale rapoartelor de transmitere interioare în expresiile randamentelor totale, se obţin valorile cuprinse în tabela 12.

Valorile cele mai mici pentru randamentele totale se obţin la vitezele 7, 8, 3, 5 de mers înainte şi la vitezele 3 şi 4 la mersul înapoi.

Valoarea minimă a randamentului $\eta_{min} =$ 0,941 este superioară valorilor randamentelor cutiilor de viteze cu două grade de libertate Wilson şi Kotal şi egală cu valoarea randamentului total minim al cutiei de viteze Select-o-speed cu patru grade de libertate. Ţinînd seamă şi de faptul că numărul rapoartelor de demultiplicare realizat de cutia de viteze cu cinci grade de libertate este superior celor realizate de cutiile de viteze amintite anterior, se poate trage concluzia că schema cinematică a fost stabilită raţional.

Concluzii. Pentru sporirea productivităţii agregatelor agricole, îmbunătăţirea proprietăţilor lor dinamice, precum şi pentru a se realiza conducerea simplă şi comodă a tractorului, este raţională echiparea acestuia cu o transmisie planetară care permite: schimbarea vitezelor în timpul deplasării, degajarea locului de muncă al conducătorului (prin eliminarea pedalei de ambreiaj şi a manetei schimbătorului de viteze), reducerea dimensiunilor de gabarit ale transmisiei, precum şi automatizarea conducerii tractorului.

La proiectarea transmisiilor planetare complexe este recomandabil deci, ca urmare a celor arătate în lucrare, montarea în serie a rîndurilor planetare componente, deoarece astfel se evită apariţia fenomenului de circulaţie a puterii parazitare obţinîndu-se totodată transmisii compacte şi relativ simple.

Prin utilizarea metodei de sinteză propuse se poate obţine o cutie de viteze cu un număr de grade de libertate dorit care să realizeze un număr sporit de rapoarte de demultiplicare faţă de transmisiile planetare existente, indici de complexitate scăzuţi, precum şi randamente mecanice cu valori ridicate.

Tabela 12

ηt_1	ηt_2	ηt_3	ηt_4	ηt_5	ηt_6	ηt_7	ηt_8	ηt_9	ηt_{10}	ηt_{11}	ηt_{12}
0,958	0,962	0,947	0,952	0,95	0,955	0,941	0,945	0,978	0,986	0,973	0,978

ηt_{13}	ηt_{14}	ηt_{15}	ηt_{16}	ηt_{17}	ηt_{18}	ηt_{19}	ηt_{20}	ηmi_1	ηmi_2	ηmi_3	ηmi_4
0,973	0,978	0,966	0,973	0,993	1	0,986	0,993	0,966	0,978	0,958	0,966

BIBLIOGRAFIA

[1] *Petrov, A. V.* Planetarnîie i ghidromehaniceskie peredaci kolesnîh i gusenicinîh maşin. Moscova, Maşinostroenie, 1966.
[2] *Antonov, A. S.* Silovîie peredaci kolesnîh i gusenicinîh maşin. Leningrad, Maşinostroenie, 1967.
[3] *Trepenenko, M. N.* Exploataţionîie pokazatelei selskhoziaistvenîh traktorov. Moscova, Maşghiz, 1963.
[4] *Kreines, A.* Mehanismî zubciatovo peredaci. Moscova, Maşinostroenie, 1966.
[5] *Kristi, M. K.* şi *Krasnenkov, V. I.* Novîie mehanismî transmisii. Moscova, Maşinostroenie, 1967.
[6] În: Landtechnik, nr. 03, 1966.
[7] În: Farm mechanization, nr. 4,1967.

Ž 620.178.16

proba dörzs surlódás kopás

Metodologia încercărilor la frecare şi uzură

Conf. dr. ing. Mustafa R. MUSTAFA — Institutul politehnic Bucureşti
Asist. Constantin UDREA Institutul politehnic Bucureşti
Ing. Anton. LEONTE — Uzinele 23 August Bucureşti

Studiul experimental al frecării şi uzurii organelor de maşini se poate efectua prin metodele indicate pe figura 1. În condiţiile reale de funcţionare, respectiv în exploatare şi în laborator în care caz experienţele se pot efectua fie pe elemente identice cu forma piesei la care se studiază frecarea şi uzura, fie pe epruvete de dimensiuni foarte mici.

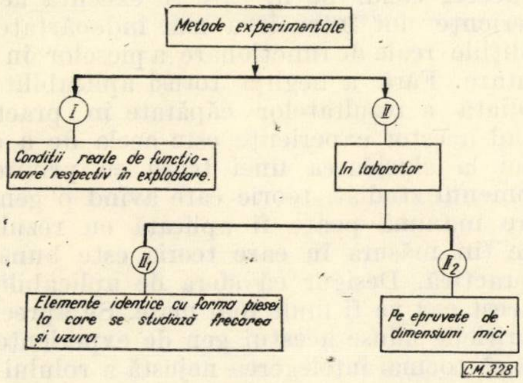

Metode experimentale
I
II
Condiţii reale de funcţionare respectiv în exploatare.
In laborator
II_1
II_2
Elemente identice cu forma piesei la care se studiază frecarea şi uzura.
Pe epruvete de dimensiuni mici
CM 328

Fig. 1

Între aceste trei modalităţi experimentale există deosebiri calitative esenţiale, raportul dintre ele fiind acelaşi ca între particular şi general. Studiul uzurii pieselor în condiţii de exploatare are un caracter particular, rezultatele fiind aplicabile în primul rînd pentru cazul concret studiat, ceea ce le conferă un caracter de eficienţă practică imediată. Metoda a permis şi permite sintetizarea factorilor concreţi care influenţează uzura şi frecarea, caracterizarea diferitelor aspecte ale uzurii, aplicarea unor metode constructive şi tehnologice pentru evitarea uzurii. Acumularea diferitelor rezultate particulare obţinute a făcut posibilă trecerea la a doua modalitate de studiu, şi anume efectuarea lor în condiţiile de laborator.

Studiile efectuate în condiţiile de laborator au un caracter de generalitate mai restrînsă în cazul cînd se efectuează pe elemente şi maşini apropiate sau identice cu cele din exploatare (II_1 —fig. 1) sau mai largă dacă se execută pe epruvete foarte mici (II_2 — fig. 1). Metoda II_1 (fig. 1) a apărut din necesitatea de a se generaliza rezultatele obţinute pentru cazurile particulare, pentru o serie de piese care funcţionează în condiţii dinamice şi cinematice identice precum şi din necesitatea de a se stabili gradul de influenţă pe care o au asupra frecării şi uzurii anumiţi parametri. Rezultatele obţinute au permis selecţionarea acestor parametri, studiul mai detaliat al aspectelor de distrugere a suprafeţelor respective, permiţînd în acest fel elaborarea unor teorii în ceea ce priveşte mecanismul frecării şi uzurii. Totodată, tendinţa de generalizare a făcut posibilă scoaterea în evidenţă a unor parametri noi care influenţează uzura şi frecarea, cum ar fi de exemplu suprafaţa efectivă de contact. Studiul mai detaliat al unor parametri şi necesitatea fundamentării unor teorii au dus la introducerea metodicii bazate pe epruvete de dimensiuni mici.

Metodele de cercetare enumerate mai sus au coexistat şi coexistă simultan, însă preponderenţa lor este succesivă, în concordanţă cu trecerea de la particular la general. Pe măsura generalizării datelor existente, metodele de laborator au început să capete o importanţă din ce în ce mai mare. Acest lucru este legat în mare măsură de faptul că în prezent există cîteva teorii destul de bine închegate asupra frecării şi uzurii; experienţele de laborator se efectuează mai ales în legătură cu verificarea unor anumite ipoteze sau mecanisme care stau la baza teoriilor amintite. În legătură cu metodele experimentale de laborator se ridică totuşi o serie de probleme.

Una din cele mai spinoase este aceea a posibilităţii obţinerii de date identice în cazul, a două experienţe efectuate separat.

În prezent, este cunoscut faptul că în majoritatea cazurilor rezultatele a două experienţe efectuate în condiţii identice sînt diferite, ajungîndu-se uneori la date contradictorii. Mai mult, se întîmplă ca, în unele cazuri, fenomene observate de un cercetător să nu se mai repete în cazul experienţelor efectuate de alţi cercetători. Explicaţia constă în faptul că asupra fenomenelor de frecare şi uzură influenţează un mare număr de parametri. Respectarea strictă a tuturor acestor parametri, precum şi a condiţiilor în care au fost efectuate experienţele, fără a avea la bază un criteriu analogic (respectiv de similitudine) este foarte anevoioasă; în consecinţă rezultatele experimentale vor diferi.

Pentru a se putea compara rezultatele diverselor experienţe se impune deci necesitatea unui criteriu analogic. Un astfel de criteriu ar putea fi raportul dintre suprafaţa efectivă de contact A_e şi suprafaţa nominală A_n. Criteriul este discutabil prin faptul că în prezent există încă incertitudini cu privire la evoluarea suprafeţei efective de contact.

Din punctul de vedere considerat, se propune drept criteriu analogic cel termic, definit atît prin temperatura superficială T_s cît şi prin gradientul de temperatură $\frac{dT}{dh}$, h fiind grosimea piesei respective.

Printre parametrii principali care influenţează fenomenele studiate şi care diversifică rezultatele experimentale se pot cita: factori externi (presiunea, viteza, mediul ambiant şi în special temperatura); existenţa peliculelor superficiale formate instantaneu pe suprafeţele corpurilor solide; neregularităţile suprafeţelor de contact; condiţiile de transmitere a fluxului de căldură datorit frecării.

Existenţa unui cîmp termic pe suprafaţa de contact a două corpuri este condiţionată de însăşi acţiunea simultană a presiunii şi vitezei, astfel încît valoarea temperaturii superficiale, respectiv a gradientului de temperatură, va cuprinde implicit efectul presiunii, al vitezei, al temperaturii mediului ambiant, precum şi al condiţiilor în care se transmite fluxul de căldură.

O analiză [3] consacrată fenomenelor superficiale a arătat că temperatura superficială poate constitui un criteriu de apreciere a acestor pelicule, iar într-un studiu recent [4] cu privire la interdependenţa dintre asperităţile suprafeţelor în contact şi cîmplul termic respectiv s-a ajuns la anumite relaţii analitice care permit determinarea temperaturii superficiale ţinînd seamă de existenţa neregularităţilor.

Cu alte cuvinte, criteriul propus cuprinde implicit aproape totalitatea factorilor principali care influenţează frecarea şi uzura, putînd constitui deci un criteriu general de apreciere a frecării şi uzurii.

Rămîne ca o problemă deschisă, concretizarea practică a acestui criteriu, precum şi faptul dacă criteriul T_s şi $\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}h}$ se aplică concomitent pentru frecare şi uzură sau diferenţiat.

O a doua problemă în legătură cu metodele experimentale de laborator o consituie posibilitatea aplicării integrale în exploatare a datelor obţinute. Problema este importantă deoarece cercetarea ştiinţifică în domeniul construcţiei de maşini trebuie să posede o finalitate practică imediată, în condiţii mult mai bune decît soluţiile existente pînă atunci; în caz contrar, cercetarea ştiinţifică nu are nici un sens.

Se întîmplă de foarte multe ori ca unele rezultate experimentale obţinute în laborator, să nu dea rezultatele scontate în practică. Din această cauză există unele critici privind eficacitatea încercărilor de laborator.

Pentru elucidarea problemei trebuie făcută o distincţie între cele două tipuri de experienţe. Fără nici o îndoială rezultatele experienţelor de tipul II_1 trebuie să-şi aibă o confirmare deplină şi în practică. Dacă rezultatele sînt diferite, faptul poate să se datoreze iarăşi multitudinii de factori care acţionează diferit în condiţiile experienţelor de laborator şi în cele de exploatare.

Aplicarea rezultatelor experimentale în practică nu se poate face decît pe baza unui criteriu analogic. Criteriul termic îşi poate găsi aplicaţie şi în acest caz.

În ceea ce priveşte experienţele de tip II_2, problema se analizează în continuare. Astfel, după cum s-a mai arătat, aceste experienţe sînt destinate mai cu seamă verificării unor ipoteze, observării mai detaliate a unor mecanisme care stau la baza teoriilor despre frecare şi uzură. De aceea, condiţiile în care se execută aceste experienţe sînt întrucîtva mai îndepărtate de condiţiile reale de funcţionare a pieselor în exploatare. Fără a neglija totuşi aplicabilitatea imediată a rezultatelor căpătate în practică, scopul acestor experienţe este acela de a contribui la elucidarea unei teorii cu privire la fenomenul studiat, teorie care avînd o generalizare maximă poate fi aplicată cu rezultate bune (în măsura în care teoria este bună) şi în practică. Desigur că sfera de aplicabilitate în acest caz va fi mult mai mare. Se apreciază că criticile aduse acestui gen de experienţe au la bază tocmai înţelegerea nejustă a rolului lor.

Din cele de mai sus se desprind următoarele concluzii privind efectuarea experienţelor în domeniul frecării şi uzurii:

— în funcţie de condiţiile în care se pune problema trebuie ales tipul de experienţă II_1 sau II_2, între care există diferenţierea atît în ceea ce priveşte metodologia în sine cît şi eficienţa practică imediată;

— trebuie stabilite criteriile analogice pe baza cărora rezultatele experienţelor să poată fi reproduse ori de cîte ori aceste criterii sînt îndeplinite şi care să le confere în acelaşi timp aplicabilitatea integrală în practică.

Trecînd la cazul concret considerat, problematica generală de cercetare ştiinţifică a colectivului de lucru a impus alegerea experienţelor de tip II_2, respectiv experienţe efectuate pe epruvete.

O clasificare a diverselor tipuri de standuri experimentale este arătată în figura 2. Se menţionează faptul că, în afară de maşina cu 4 bile care serveşte în prezent pentru încercări în condiţiile ungerii la limită şi la presiuni relativ mari, celelalte se utilizează pentru încercările efectuate în condiţiile frecării uscate sau cu ungere săracă. Ceea ce caracterizează aceste cupluri este aşa-numitul coeficient de acoperire reciprocă [2] şi poziţia epruvetelor faţă de piesa etalon. Coeficientul de acoperire reciprocă K_a reprezintă raportul dintre suprafeţele de frecare a celor două piese în contact. El are valoarea 1, pentru cazul cînd cele două piese se acoperă în întregime (II_{22}—fig. 2) şi tinde către 0 în cazul frecării unei epruvete

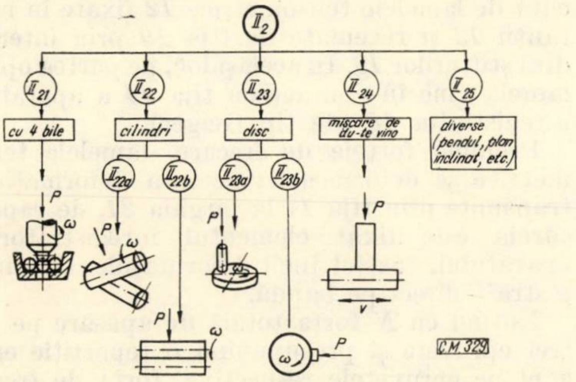


Fig. 3

pe un disc (II_{23} —fig. 2). La acelaşi cuplu de material şi în aceleaşi condiţii de încercări s-a observat că intensitatea uzurii şi valoarea coeficientului de frecare sînt influenţate de acest parametru.

Şi din acest punct de vedere se constată că raportarea rezultatelor experimentale la criterii analogice este mult mai raţională.

Trebuie menţionat faptul că, în ceea ce priveşte realizarea practică a standurilor, există tendinţa de a le construi exclusiv pentru studiul frecării sau exclusiv pentru cel al uzurii. Această tendinţă s-a manifestat mai ales în legătură cu studiul frecării care necesită eliminarea frecării dintre diversele cuple ale standului şi care au o influenţă negativă asupra rezultatelor experimentale. De aceea, în acest domeniu s-a ajuns la unele soluţii [1] care elimină într-adevăr frecările din cuplele mecanismului, dar care pot fi întrebuinţate numai în cazuri foarte limitate, respectiv pentru viteze şi forţe foarte mici.

Pornind de la considerentul că uzura şi frecarea se intercondiţionează reciproc şi că studiul acestor fenomene trebuie făcut concomitent, colectivul s-a orientat pentru un stand care să servească pentru studiul ambelor fenomene. Ca principiu de acţionare s-a ales soluţia $II_{23\,a}$ (fig. 2).

Schiţa principială a aparatului* este arătată în figura 3. Discul *2* este acţionat de un motor electric *M* prin intermediul unei transmisii prin curele *T* care permite reglarea vitezelor prin schimbarea rolelor de curea S_1 şi S_2. Epruvetele *1*, în număr de trei, sînt apăsate pe disc prin intermediul unui şurub *8* şi al unui arc cilinidric *6*. Pentru eliminarea frecărilor, legătura dintre dispozitivul de prindere a epruvetelor *4* şi cel de încărcare *6* şi *8* se face cu o nucă sferică *3*.

În cele ce urmează se vor da unele amănunte asupra unor detalii constructive care reprezintă de fapt un aport original la construcţia aparatului.

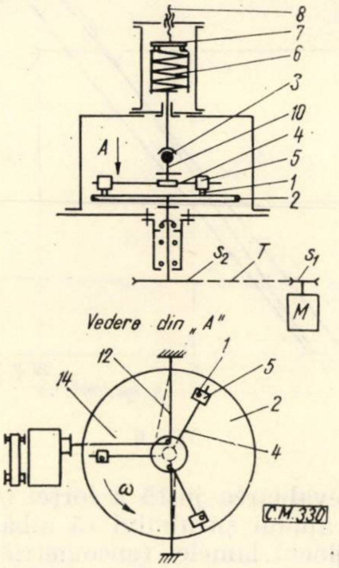


Fig. 4

Sistemul de încărcare (fig. 4) este compus din şurubul *8* şi arcul cilindric *6*. Pentru etalonarea sistemului se montează între şurub şi arc o lamelă tensiometrică *7* rezemată pe umerii *16* şi executată dintr-un oţel cu limită elastică ridicată. Pentru măsurarea forţei de apăsare

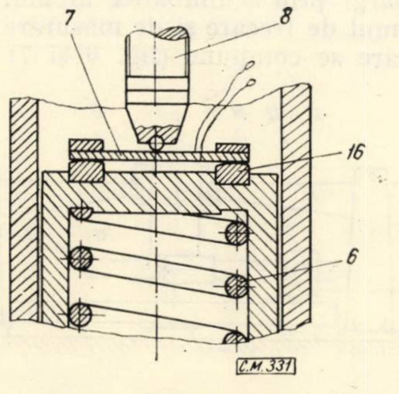


Fig. 5

Q s-au folosit mărci tensometrice lipite pe lamelă, deformaţiile lamei ε fiind citite la o punte tensometrică echilibrată de tip Orion. Dată fiind sensibilitatea suficientă a sistemului $\left(\frac{\Delta P}{\Delta \varepsilon} = 1{,}56 \times 10^6\right)$, s-a folosit o singură marcă activă. Curba de dependenţă $\varepsilon = f(Q)$ este dată în figura 5. Forţa de apăsare reală N asupra epruvetelor de încercat se obţine prin adiţionarea la forţa Q a greutăţii G_p a pieselor mobile ce compun lanţul sistemului de încărcare

---

* Înregistrat la Oficiul de invenţii pentru brevetare.

($G_p = 2{,}49$ kgf). Pe aceeaşi figură s-a dat dependenţa $\varepsilon = f(p)$, unde p este presiunea specifică obţinută prin raportarea forţei N la suprafeţele efective ale epruvetelor.

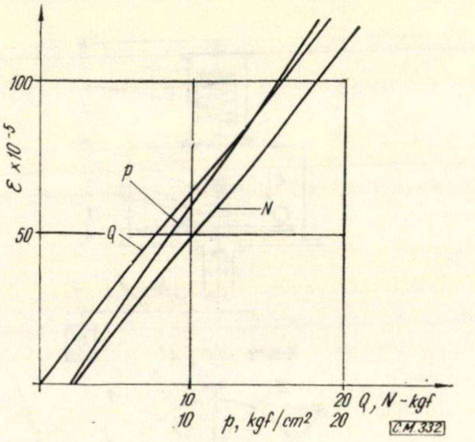


Fig. 6

Pentru evaluarea justă a forţei Q trebuie ca apăsarea capului şurubului să aibă loc, teoretic, la mijlocul lamelei tensometrice. S-a constatat că eroarea dată de abaterea faţă de această poziţie este mică. Astfel, pentru o abatere de 1 mm a poziţiei bilei faţă de poziţia teoretică (care este de fapt foarte acoperitoare) eroarea nu depăşeşte 0,2 %.

Gama de variaţie a forţei de apăsare reprezentată pe figura 5 este situată între 0 şi 20 kgf, obţinută prin folosirea unui arc elicoidal cu rigiditatea $c \approx 1{,}4$ kgf/mm; această gamă se poate lărgi prin schimbarea arcului elicoidal.

Sistemul de frecare şi de măsurare a forţelor de frecare se compune (fig. 6 şi 7) din piesa portepruvetă *4*, de care se prind epruvetele de încercat *1* prin intermediul brăţarelor elastice *5*; piesa portepruvetă este fixată la tija *10*. Forţa de frecare dintre epruvete şi disc tinde să rotească tija *10*; această rotire este impiedicată de lamelele tensometrice *12* fixate în montanţii *13* şi rezemate de tija *10* prin intermediul ştifturilor *19*. În acelaşi loc, pe partea opusă, lamela vine în contact cu tija *14* a aparatului înregistrator *15* (de tip Geiger).

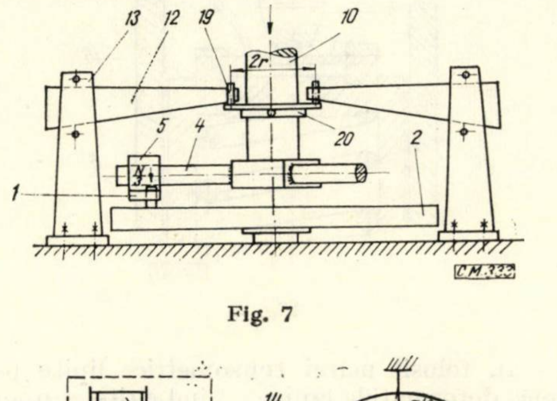


Fig. 7

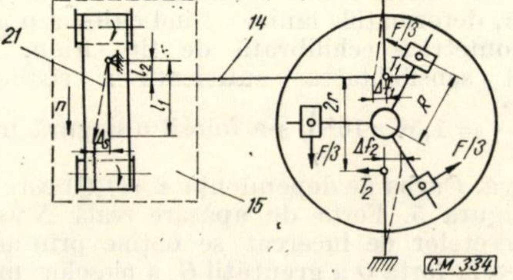


Fig. 8

Preluînd forţele de frecare, lamelele tensometrice se deformează; această deformaţie se transmite prin tija *14* la pîrghia *21*, de capătul căreia este fixat elementul înregistrator al aparatului, astfel încît deformaţiile sînt înregistrate direct pe bandă.

Notînd cu N forţa totală de apăsare pe cele trei epruvete şi presupunînd o repartiţie egală a ei pe epruvetele respective, forţa de frecare pe fiecare epruvetă va fi:

$$\frac{1}{3}F = \frac{1}{3}\mu\,\mathrm{N}. \tag{1}$$

Momentului de frecare, dat de relaţia:

$$M_f = FR, \tag{2}$$

unde R este raza la care se montează epruvetele pe braţul portepruvetă, i se opune momentul dat de forţele T_1 şi T_2 datorită deformaţiilor elastice ale celor două lamele:

$$M_e = (T_1 + T_2)\ r \tag{3}$$

şi deci:

$$FR = (T_1 + T_2)\ r. \tag{4}$$

Notînd cu c_1 şi c_2 rigidităţile celor două lamele, deformaţiile acestora se pot exprima sub forma:

$$\Delta f_1 = \frac{T_1}{c_1} \text{ şi } \Delta f_2 = \frac{T_1}{c_2}. \tag{5}$$

Deoarece $\Delta f_1 = \Delta f_2 = \Delta f$, din ecuaţia (4) se deduce:

$$F = \mu\,N = \Delta f\,\frac{r}{R}\,(c_1 + c_2). \tag{6}$$

Raportul de amplificare a aparatului înregistrator este dat de raportul de multiplicare a pîrghiei *21*, respectiv:

$$K = \frac{l_1}{l_2} = \frac{\Delta s}{\Delta f}. \tag{7}$$

Introducînd în ecuaţia (6), se obţine:

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{r}{R}(c_1 + c_2)\frac{\Delta f}{N} = \frac{r}{R}\frac{(c_1 + c_2)}{K}\frac{\Delta s}{N}. \tag{8}$$

Notînd cu $K_0 = \dfrac{r}{R}\,\dfrac{c_1 + c_2}{K}$ rezultă în final;

$$\mu = K_0\,\frac{\Delta s}{N}. \tag{9}$$

Deoarece K_0 constituie o constantă a sistemului, coeficientul de frecare se determină prin divizarea deformației înregistrate Δs la forța de apăsare N, evaluată în mod practic la puntea tensometrică prin intermediul deformației ε a lamelei *7* a sistemului de încărcare.

Determinarea rigidității lamelor s-a făcut experimental prin încărcarea lor în stare montată, pentru a lua în considerare și rigiditatea montanților, cu forțe cunoscute, și măsurarea deformației pe cale tensometrică.

Brățările elastice *5* permit fixarea epruvetelor la diverse raze R, astfel încît la aceeași turație a discului *2* se pot obține diverse viteze periferice.

Contactul uniform pe toată suprafața, între epruvete și discul rotitor, se asigură prin strunjirea frontală simultană a epruvetelor în stare montată.

Ca urmare a deformației Δf a lamelei *12* (fig. 7) are loc o variație a razei r, ceea ce introduce erori în ceea ce privește evaluarea coeficientului de frecare. Această eroare va fi cu atît mai mare cu cît Δf va fi mai mare; ea poate fi exprimată prin intermediul unghiurilor α și β (fig. 9), conform relației:

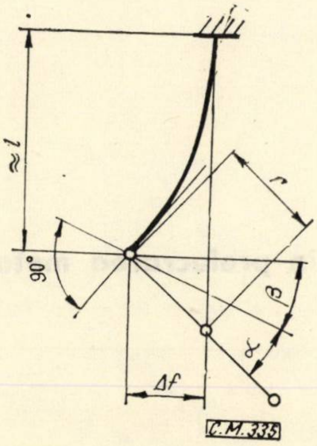


Fig. 9

$$\Delta\% \approx \left[1 - \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\right] 100\%,$$

ceea ce pentru o deformație $\Delta f = 5$ mm dă o eroare $\Delta = 1\%$. Pentru limitarea deformației, respectiv a erorii, se folosește un set de lamele de grosimi diferite (3; 3,5; 4 mm) la diverse forțe de încărcare.

O altă sursă de erori se datorește frecărilor care au loc în elementul de legătură dintre sistemul de încărcare și cel de frecare. Pentru micșorarea frecării respective s-a ales o cuplă sferică (fig. 10) formată dintr-un rulment axial oscilant *9*, de construcție specială, și un rulment oscilant cu bile *11*. Eroarea sistemului, apreciată experimental, este de 3—4% în cazul frecării uscate și de 6—7% în cazul frecării mixte.

Ca urmare, eroarea totală a aparatului ținînd seamă de eroarea sistemului de încărcare, de măsurarea frecării și a cuplului sferic, se apreciază a fi de aproximativ 5% în cazul frecării uscate și de 8% în cazul frecării mixte.

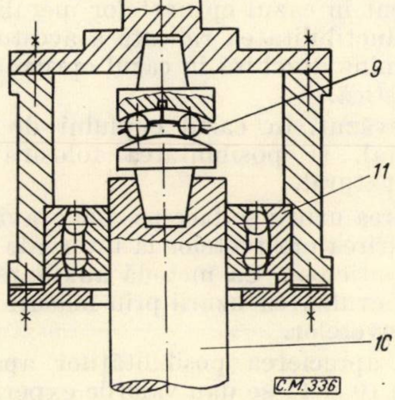


Fig. 10

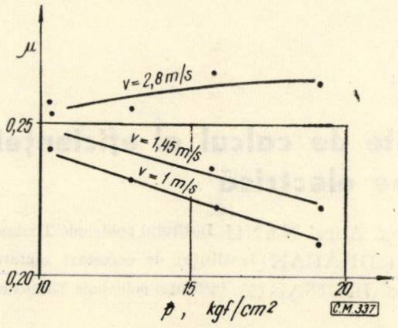


Fig. 11

Existența lamelelor *12* introduce un element elastic în sistemul oarecum rigid al aparatului, ceea ce duce, pentru anumite regimuri de încărcare, la vibrații destul de puternice. Prin întrebuințarea unor seturi de lamele cu rigidități diferite (obținute numai prin varierea grosimii

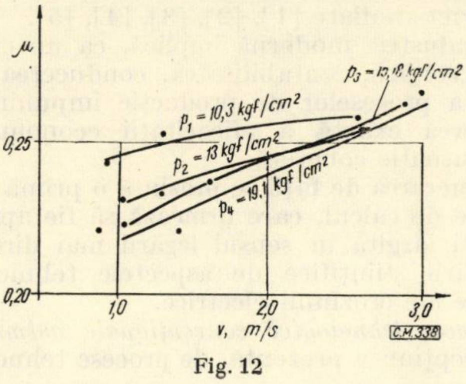


Fig. 12

lamelei) s-au stabilit experimental zone de încărcare în care funcţionarea aparatului este liniştită.

Măsurarea temperaturii se realizează prin intermediul unor termocupluri, introduse în epruvete pînă la o distanţă de 0,5 mm de suprafeţele în frecare, ceea ce nu constituie nici un impediment în cazul epruvetelor metalice, dată fiind conductibilitatea ridicată a acestora. Problema rămîne deschisă în cazul epruvetelor din masă plastică.

S-a prevăzut, în cazul cuplului de încercat metal-metal, şi posibilitatea folosirii termocuplului natural.

Măsurarea uzurii se face pe cale gravimetrică, prin cîntărirea epruvetelor la intervale de timp stabilite anticipat. Ca metodă auxiliară se preconizează evaluarea uzurii prin măsurarea înălţimii epruvetelor.

Pentru aprecierea posibilităţilor aparatului, în figurile 10 şi 11 se dau valorile experimentale ale coeficientului de frecare μ funcţie de presiune şi viteză, pentru cuplul metal-poliamidă în regim de frecare uscat. Atît cantitativ cît şi calitativ, rezultatele sînt comparabile cu cele obţinute de către alţi cercetători [5].

Principiul constructiv, precum şi măsurile luate în vederea micşorării erorilor, au permis realizarea unui aparat extrem de sensibil la cea mai mică schimbare a regimului de frecare dintre cuplul de materiale de încercat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bowden, P. F., Tabor, D.* Reibung und Schmierung fester Körper. Springer Verlag, 1959.

[2] *Kraghelski, I,. V.* Trenie i iznos, Moscova, Masghiz, 1962.

[3] *Mustafa, R . M.* Contribuţii la studiul comportării lagărelor de alunecare cu luarea în considerare a cuplului lubrifiant-cuzinet şi cu aplicaţii la materialele indigene. Lucrare de doctorat, Bucureşti, 1958.

[4] *Mustafa, R. M.* Asupra distribuţiei statistice a temperaturii pe suprafeţele corpurilor în frecare fără ungere. În : Bul. Inst. pol. Bucureşti, tom XXIX, nr. 1, 1967.

[5] *Bilik, M. S.* Parî trenia metal-plastmassa v maşinah i mehanizmah. Moscova, Maşinostroenie, 1965.

CZ 621.9.048.4

Elemente de calcul al eficienţei tehnico-economice în prelucrarea metalelor prin eroziune electrică

Prof. dr. ing. Aurel NANU Institutul politehnic Timişoara
Ing. Ovidiu DRĂGAN Institutul de cercetări metalurgice Bucureşti
Asistent ing. Ilie ISARIE Institutul politehnic Timişoara

Unul dintre procedeele moderne de prelucrare a metalelor este eroziunea electrică. Literatura de specialitate prezintă prelucrarea metalelor prin eroziune electrică ca un procedeu cu avantaje multiple, printre care cel mai important este legat de gama largă de aplicabilitate a procedeului în condiţiile unei rentabilităţi avantajoase.

În acest sens, se prezintă unele exemple care însă sînt ilustraţii singulare ce se referă la cazurile strict studiate [1], [2], [3], [4], [5].

O industrie modernă implică, ca un criteriu al dezvoltării, rentabilitatea, conducerea ştiinţifică a proceselor de producţie impunînd cunoaşterea exactă a eficacităţii economice în orice situaţie concretă.

În lucrarea de faţă se prezintă o primă metodologie de calcul, care urmează să fie aprofundată şi lărgită în sensul legării mai directe a cercetării ştiinţifice de aspectele tehnico-economice ale eroziunii electrice.

Procese tehnologice convenţionale asimilabile. În accepţiunea prezentă de procese tehnologice convenţionale asimilabile, se înţeleg acele procese tehnologice de prelucrare a metalelor după metode clasice, care pot fi executate prin eroziune electrică.

În acest sens se consideră că pentru sfera actuală de utilizare a prelucrărilor prin eroziune electrică este adecvată clasificarea tehnologică următoare : a) fabricarea sculelor tăietoare ; b) fabricarea matriţelor şi a altor forme spaţiale identice ; c), recuperări de scule rupte ; d), recondiţionarea matriţelor ; e), prelucrarea filierelor şi a de-gajărilor adînci şi înguste ; f), fragmentarea în forme diferite a materialelor dure şi casante ; g), înlăturarea stratului călit ; h), durificarea ; i) alte prelucrări.

Pentru unitatea de producţie ce se ia în considerare, costurile proceselor tehnologice convenţionale asimilabile se pot reprezenta într-o diagramă.

Din documentaţia de fabricaţie se cunoaşte volumul proceselor tehnologice convenţionale asimilabile, care se reprezintă în figura 1 în abscisă ($N_a, N_b \ldots N_i$) :

$$N = \sum_{n=a}^{i} N_n \text{, ore normă/an.} \qquad (1)$$

În ordonată se reprezintă costul unei ore normă în lei : $c_a, c_b, \ldots c_i$.

Se poate construi astfel un grafic, din care se obţine curba $A(N)$ ce reprezintă diagrama costurilor proceselor tehnologice convenţionale asimilabile (fig. 1).

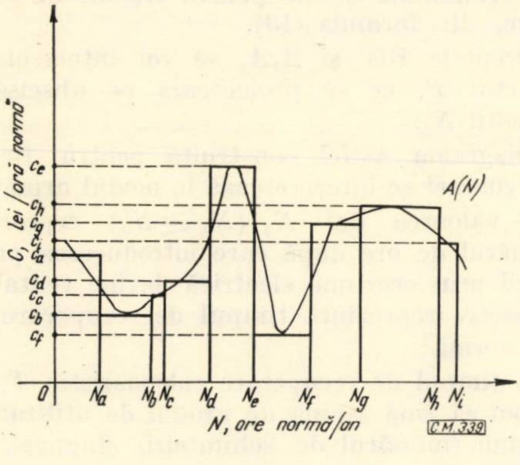


Fig. 1

Costul anual al proceselor tehnologice convenţionale asimilabile pentru unitatea de producţie este :

$$Q = \sum_{n=a}^{i} c_n N_n \text{;} \qquad (2)$$

sau :

$$Q = \int_a^i A(N)\, \mathrm{d}N \text{.} \qquad (3)$$

Dacă se calculează un cost mediu orar :

$$c_m = \frac{\sum_{n=a}^{i} c_n N_n}{\sum_{n=a}^{i} N_n} \text{ lei/oră normă,} \qquad (4)$$

costul anual mai poate fi scris sub forma :

$$Q = c_m \cdot N. \qquad (5)$$

Calculul şi construcţia diagramei generale a proceselor tehnologice asimilate. În cazul cînd o parte sau totalitatea proceselor tehnologice asimilabile se asimilează, respectiv se execută prin eroziune electrică, se obţine o diagramă transformată a celei din figura 1.

Diagrama transformată $A'(N')$ este reprezentată în figura 2, în care $c'_a \ldots c'_i$ şi $N'_a \ldots N'_i$ au expresia :

$$\left\{\begin{aligned} c'_a &= k_a c_a, \\ c'_b &= k_b c_b, \\ &. \\ &. \\ &. \\ c'_i &= k_i c_i \end{aligned}\right. \qquad (6)$$

şi :

$$\left\{\begin{aligned} N'_a &= K_a N_a, \\ N'_b &= K_b N_b, \\ &. \\ &. \\ &. \\ N'_i &= K_i N_i. \end{aligned}\right. \qquad (7)$$

Coeficienţii de asimilare $k_a \ldots k_i$ şi $K_a \ldots K_i$ se determină experimental, valoarea lor fiind supra sau subunitară.

Şi în cazul diagramei transformate se pot determina valori similare cu cele de mai sus :

$$N' = \sum_{n=a}^{i} N'_n \text{, oră normă/an} \qquad (8)$$

$$Q' = \sum_{n=a}^{i} c'_n N'_n, \qquad (9)$$

$$Q' = \int_a^i A'(N')\, \mathrm{d}N', \qquad (10)$$

$$c'_m = \frac{\sum_{n=a}^{i} c'_n N'_n}{\sum_{n=a}^{i} N'_n} \text{, lei/oră normă} \qquad (11)$$

$$Q = c'_m N' \qquad (12)$$

Analitic, economiile anuale ce se obţin pentru unitatea de producţie au valoarea :

$$\Delta Q = Q - Q' = \sum_{n=a}^{i} c_n N_n - \sum_{n=a}^{i} c'_n N'_n = \\ = \int_a^i A(N)\, \mathrm{d}N - \int_a^i A'(N')\, \mathrm{d}N' = c_m N - c'_m N'. \qquad (13)$$

Construcţia diagramei generale este prezentată în figura 3.

În abscisă se reprezintă valoarea N', adică numărul anual de ore normă pentru procesele tehnologice asimilate, respectiv încărcarea unităţii de producţie în ce priveşte prelucrarea prin eroziune electrică.

Diagrama are un sistem de două ordonate ce intersectează abscisa la valoarea $N'_1 = 1$ şi

$N'_m = 300 \times 24 = 7\,200$, numărul orelor anuale disponibile pentru o maşină de prelucrat prin eroziune electrică.

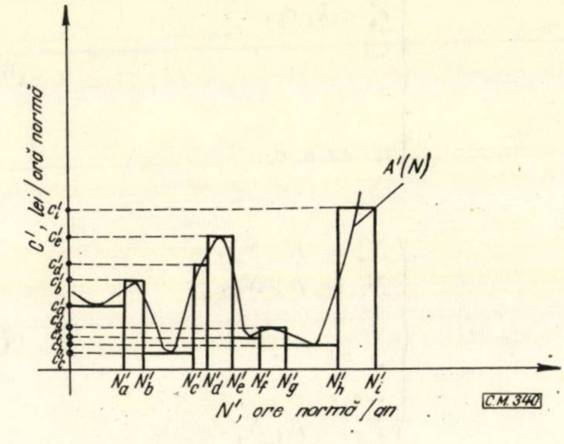


Fig. 2

Pe prima ordonată se reprezintă costurile fixe pentru o oră de prelucrare prin eroziune electrică, B ce au următorul conţinut:

$$B = B_1 + B_2 + B_3\,, \qquad (14)$$

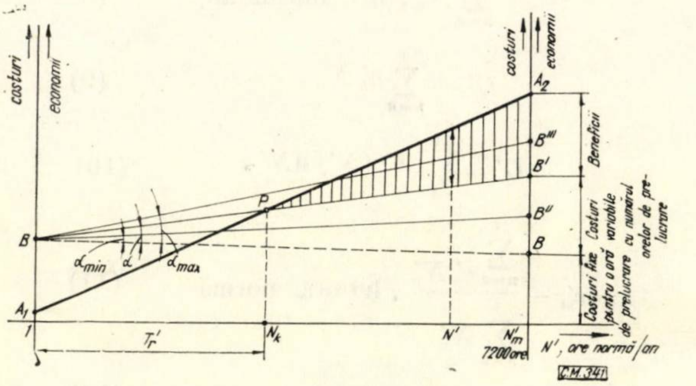


Fig. 3

în care:

B_1 este valoarea de achiziţie a utilajului;

B_2 — costuri montaj;

B_3 — costuri pentru exploatare şi întreţinere timp de o oră.

În ordonata a doua se reprezintă costurile pentru un număr N'_m ore de prelucrare prin eroziune electrică, deci costurile fixe şi variabile:

$$B' = B_1 + B_2 + B_m, \qquad (15)$$

în care:

B_m reprezintă costuri de exploatare şi întreţinere pentru un număr N'_m de ore de prelucrare prin eroziune electrică.

Dreapta BB' reprezintă modul de variaţie a costurilor.

Avînd în vedere faptul că valorile coeficienţilor de asimilare $k_a \ldots k_1$ nu sînt identice, panta dreptei BB' va depinde de valoarea şi ponderea fiecărui coeficient de asimilare, în cazul concret al unităţii productive. Astfel, pentru cazul cînd $k_a \ldots k_i$ sînt minimi rezultă $\mathrm{tg}\,\alpha_{minim}$, respectiv dreapta BB''.

Pentru cazul cînd $k_a \ldots k_i$ sînt maximi, rezultă dreapta BB''' ($\mathrm{tg}\ \alpha_{max}$).

Pe aceeaşi diagramă se trasează dreapta A_1A_2, ce reprezintă variaţia economiilor anuale. Valoarea lui A_1 reprezintă economiile anuale pentru o oră de prelucrare, iar valoarea lui A_2, economiile anuale pentru N'_m ore de prelucrare, din formula (13).

Dreptele BB' şi A_1A_2 se vor intersecta în punctul P, ce se proiectează pe abscisă în punctul N_k.

Diagrama astfel construită pentru fiecare caz concret se interpretează în modul următor:

— valoarea lui N_k ($N_K \gtreqless N'_m$) reprezintă numărul de ore după care introducerea prelucrării prin eroziune electrică devine rentabilă, respectiv reprezintă timpul de recuperare T'_r ore normă;

— timpul de recuperare calendaristic T_r va trebui să ţină seamă de gradul de utilizare a maşinii (numărul de schimburi, stagnări, revizii etc.);

— N' poate fi mai mare sau mai mic decît N_k sau N'_m, poziţia lui exprimînd mărimea beneficiilor care se citesc la scara aleasă direct pe diagramă; în eventualitate cînd $N' < N_k$, valorile lui N' şi N_m se vor înmulţi cu un multiplu întreg pînă cînd $N' > N_k$, acest lucru însemnînd că timpul de recuperare T_r creşte astfel că investiţia devine rentabilă numai după un timp mai îndelungat (2, 3, 4,... ani). În cazul cînd $N_K > N'_m$ va rezulta de asemenea $T_r > 1$ an;

— se compară timpul de recuperare calculat cu timpul de recuperare normativ, observîndu-se dacă investiţia este rentabilă sau nu şi care este gradul acestei rentabilităţi;

— în cazul cînd eficienţa tehnico-economică se analizează la nivelul unităţilor economice mai mari sau al ramurilor industriale, sînt necesare un număr mai mare de maşini de prelucrat prin eroziune electrică; în acest caz, dacă trebuie obţinut direct $T_r < T_{r\,(\mathrm{normativ})}$ la valoarea lui N'_m, costurile fixe pentru o oră de funcţionare se multiplică, obţinîndu-se o diagramă în trepte; dacă se doreşte să se obţină indirect $T_r < T_{r\,(\mathrm{normativ})}$, se continuă diagrama ca mai sus, alegînd apoi numărul de maşini de prelucrat prin eroziune electrică ce rezultă din condiţia: $T_r < T_{r\,(\mathrm{normativ})}$

Concluzii. Prin intermediul diagramei generale a eficienței tehnico-economice se poate răspunde, în urma unor calcule relativ simple, dacă introducerea prelucrării prin eroziune electrică într-un atelier, secție, uzină sau ramură industrială este rentabilă sau nu, determinîndu-se în acest sens direct mărimea investiției, numărul orelor de prelucrare prin eroziune electrică după care procedeul devine rentabil, respectiv timpul de recuperare al investiției, precum și mărimea beneficiilor ce se obțin prin noua prelucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popilov, L. I.* Prelucrarea electrică a metalelor, București, Editura tehnică, 1956.

[2] *Nanu, A.* Tehnologia metalelor, vol. IV. Timișoara, Litografia Învățămîntului, 1958.

[3] *Csepel.* Vas es Fëmüvek, Budapest, Bedienungsanleitung zur EROSIMAT SPE — 30 C Maschine für elektroerosive Metallbearbeitung.

[4] *Ashby, T. W.* The economics of spark machining. În : Machinery, 13 mai, 1964.

[5] *Drăgan, O.* Realizări și tendințe actuale a eficienței tehnico-economice a prelucrării prin eroziune electrice în descărcări electrice nestaționare. Timișoara, Institutul politehnic, 1966.

CZ 629.12.011.71 : 629.12.011.723

Calculul varangelor și al carlingilor la navele de dimensiuni mici

Prof. ing. Constantin NĂSTASE — Institutul politehnic Galați
Asist. ing. Ovid POPOVICI — Institutul politehnic Galați

Navele comerciale de dimensiuni mici se construiesc, în general, cu fund simplu.

Astfel, pentru cargouri maritime, registrele de clasificație prescriu dublu fund extins de la peretele picului prova pînă la peretele picului pupa, numai pentru nave cu o lungime mai mare de 60 m și, cu anumite condiții, admit derogări și de la această prescripție.

Sistemul de structură al planșeelor de fund pentru cargourile cu fund simplu este de tip transversal.

Pentru verificarea rezistenței locale a structurii fundului se consideră totdeauna un planșeu de fund corespunzător unei magazii de mărfuri situată în zona de mijloc a corpului navei, zonă care în majoritatea cazurilor este cilindrică. Structura unui astfel de planșeu cu fund simplu este constituită dintr-un număr de varange identice, dintr-o carlingă centrală și din două carlingi laterale. Distanța dintre varange, egală cu distanța intercostală, se menține aceeași pe toată lungimea planșeului.

Atît varangele cît și carlinga centrală sînt constituite din inimi din tablă de oțel, sudate de învelișul fundului și prevăzute cu platbenzi pe muchiile lor libere. În planul diametral, de obicei, varangele se întrerup și se sudează de carlinga centrală; este însă admisă și structura cu varange continue și carlingă centrală intercostală. Dimensiunile complete ale varangelor și ale carlingii centrale pot fi stabilite după regulile registrelor de clasificație sau după prototip. La extremități, varangele se îmbină de coaste, iar carlinga centrală de pereții transversali, prin gusee.

În ceea ce privește cele două carlingi laterale ale cargourilor mici cu fund simplu, în majoritatea cazurilor acestea sînt constituite din profile de oțel așezate deasupra varangelor, sudate de platbenzile acestora și îmbinate la extremități prin gusee de pereții transversali care limitează planșeul. Astfel de carlingi laterale, neavînd o legătură directă cu învelișul fundului, nu pot fi considerate drept nervuri longitudinale de întărire ale planșeului; rolul lor se reduce la asigurarea stabilității platbenzilor varangelor care, sub efectul presiunii apei pe bordaje transmisă de coaste, ar putea să flambeze.

Rezultă deci că planșeele de fund ale navelor mici cu fund simplu menționate mai sus se reduc la rețele de grinzi constituite din varange, avînd rolul grinzilor de direcție principală, și din carlinga centrală cu rol de grindă de încrucișare (fig. 1). La determinarea momentelor de inerție a varangelor și a carlingii centrale, trebuie să se țină seamă și de fîșiile adiționale de tablă de fund, avînd lățimea egală cu distanța intercostală, pentru varange, și cu 16% din lungimea planșeului, pentru carlinga centrală.

Condiția de încărcare cea mai grea pentru varange are loc atunci cînd magazia corespunzătoare planșeului considerat este goală, adică la navigație în balast sau într-un caz special cînd nava este încărcată însă în magazia considerată este marfă puțină. În continuare, se va lua în considerare cazul navigației în balast.

Cu privire la modul de fixare la extremități a varangelor, avînd în vedere că rigiditatea acestora este mult mai mare decît rigiditatea coastelor, se vor admite varange simplu rezemate pe coaste. De altfel, calculele arată că luînd în considerare o încastrare elastică a varangelor pe coaste, se obţin diferenţe neînsemnate în rezultatele finale.

Gradul de încastrare al carlingii centrale pe pereţii transversali depinde de sarcinile pe

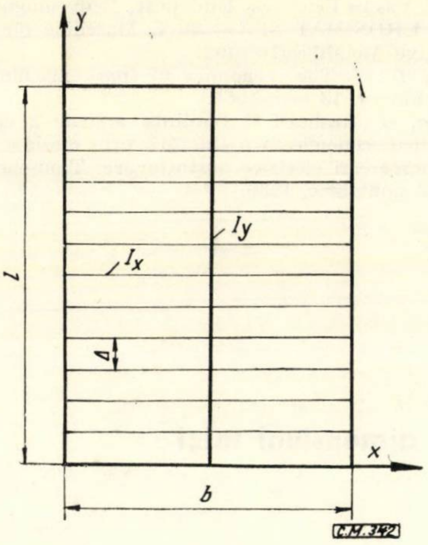


Fig. 1

planşeele învecinate şi de rigidităţile şi de deschiderile porţiunilor de carlingă din compartimentele învecinate. Admiţînd că atît sarcinile cît şi rigidităţile şi deschiderile considerate mai sus sînt aceleaşi, carlinga centrală poate fi considerată perfect încastrată pe pereţii transversali. În cazul cînd aceste condiţii nu sînt îndeplinite, cunoscînd valorile sarcinilor care acţionează asupra planşeelor învecinate, precum şi rigidităţile şi deschiderile porţiunilor respective de carlingă centrală, se poate calcula cu uşurinţă gradul de încastrare pe pereţii transversali, pentru fiecare porţiune de carlingă.

Calculul varangelor şi al carlingii centrale ale unui astfel de planşeu se reduce la calculul unei reţele cu o singură grindă de încrucişare şi cu un număr mare de grinzi de direcţie principală, încărcată cu o sarcină uniform distribuită. După cum se ştie, se admite că sarcina normală este preluată şi transmisă conturului de reazem al planşeului numai de către grinzile de direcţie principală, adică de varange. Grinda de încrucişare, adică carlinga centrală, se consideră încărcată numai cu reacţiunile din noduri şi se calculează ca o grindă pe reazeme elastice, constituite din varange, reazeme care în ultimă analiză se înlocuiesc cu un mediu elastic continuu. Calculul se face în două etape şi anume :

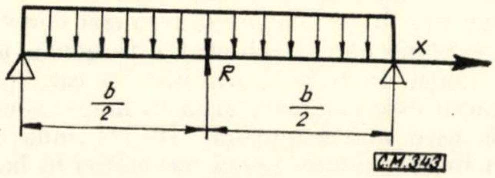


Fig. 2

În prima etapă se introduc în noduri reazeme rigide fictive şi se calculează reacţiunile acestora R (fig. 2).

În a doua etapă se consideră că planşeul este solicitat de forţe concentrate egale şi de sens contrar cu reacţiunile R, aplicate în nodurile carlingii centrale, şi se înlocuieşte sistemul de forţe concentrate R cu o sarcină uniform distribuită q dată de relaţia :

$$q = \frac{R}{\Delta}, \qquad (1)$$

în care Δ este distanţa intercostală.

Se calculează apoi carlinga centrală ca o grindă pe mediu elastic continuu. Rigiditatea K a mediului elastic se determină prin raportul dintre forţa care ar produce la mijlocul varangei o săgeată egală cu unitatea şi distanţa intercostală Δ, adică prin expresia :

$$K = \frac{48\,EI_x}{\Delta\, b^3}, \qquad (2)$$

în care I_x este momentul de inerţie al secţiunii varangei, iar b — lăţimea planşeului.

Se determină apoi forţele de interacţiune N dintre carlinga centrală şi varange, date de relaţia :

$$N = \Delta\, K\, \omega, \qquad (3)$$

în care ω reprezintă săgeţile de încovoiere ale carlingii centrale în noduri, egale cu săgeţile de încovoiere ale varangelor la mijlocul deschiderii lor, adică în planul diametral al navei.

Forţa totală R_t aplicată de carlinga centrală unei varange, adică reacţiunea totală, este egală cu diferenţa dintre reacţiunea R a reazemului rigid fictiv şi forţa N, adică :

$$R_t = R - N = \Delta\,(q - K\,\omega). \qquad (4)$$

În sfîrşit, se calculează varangele ca grinzi pe două reazeme, solicitate de sarcina exterioară şi de reacţiunea R_t aplicată la mijlocul lungimii lor.

În cazul cargourilor mici cu fund simplu, la verificarea rezistenţei locale a structurii fundului, se pot aplica metode de calcul mai simple, expuse în cele ce urmează.

Calculul varangelor. La cargouri, condiţiile unei bune exploatări implică în general distanţe mari între pereţii transversali. De fapt, lungimea planşeelor de fund la cargourile obişnuite este mai mare decît lăţimea navei, iar la cargourile speciale pentru transport de cherestea sau alte mărfuri cu gabarite mari, lungimea planşeelor de fund poate fi egală cu dublul lăţimii navei. La astfel de planşee de fund, rolul carlingilor de a susţine varangele nu se manifestă decît pentru acele varange care nu sînt prea îndepărtate de pereții transversali. Varangele solicitate mai mult sînt deci acelea situate la o distanță suficientă de pereți, care nu mai sînt susținute de carlinga centrală, singura carlingă care are legături cu învelișul fundului în cazul cargourilor mici cu fund simplu. Este deci suficient a se considera numai una din varangele nesusținute de carlinga centrală. Cunoscînd dimensiunile varangelor, calculele pot fi executate pornind de la rezistența admisibilă pentru varange și determinînd apoi sarcina maximă admisibilă care poate acționa asupra varangei. Se notează cu σ_a rezistența admisibilă, adică efortul unitar normal maxim admis în fibra superioară a varangelor.

Orice varangă nesusținută de carlinga centrală se comportă ca o grindă simplu rezemată pe coaste, încărcată numai cu o sarcină $P = pb$ uniform distribuită pe toată lungimea ei. Momentul de încovoiere maxim apare la mijlocul varangei și are valoarea :

$$M = \frac{Pb}{8} = \sigma_a W \,, \tag{5}$$

în care W este modulul de rezistență minim al secțiunii varangei.

Din relația (5) se obține sarcina totală admisă pe varangă :

$$P = \frac{8\,M}{b} = \frac{8\,\sigma_a\,W}{b} \tag{6}$$

și sarcina pe metru liniar :

$$p = \frac{P}{b} = \frac{8\,\sigma_a\,W}{b^2}. \tag{7}$$

Presiunea pe fund, pentru o distanță intercostală Δ, este :

$$q = \frac{p}{\Delta} = \frac{8\,\sigma_a\,W}{\Delta\,b^2}. \tag{8}$$

Se aplică această metodă de calcul la verificarea rezistenței varangelor unui cabotier pentru care sînt date : lungimea $L = 49{,}80$ m ; lățimea $B = 8{,}00$ m ; înălțimea de construcție $H = 3{,}20$ m ; deadweight $dw = 600$ t ; pescaj mediu la plină încărcare $T = 2{,}90$ m ; pescaj mediu în balast $T_1 = 1{,}70$ m ; puterea mașinii de propulsie $N = 500$ CP ; viteza $V = 10{,}5$ noduri ; distanța intercostală $\Delta = 580$ mm ; momentul de inerție al secțiunii varangei $I_x = 19\,592$ cm^4 ; distanța de la axa neutră a fibrei extreme superioare a varangei $z = 28{,}8$ cm ; modulul de rezistență minim $W = 680$ cm^3. Varanga este constituită dintr-o inimă din tablă de oțel de 400 × 8 mm și o platbandă de 120 × 10 mm. Fîșia adițională de tablă de fund este de 580 × 8 mm.

Normele din 1958 ale registrului maritim sovietic prevăd pentru planșeele de fund, în cazul navigației în balast, adică cu magaziile goale, o sarcină de calcul, în metri coloană de apă, dată de relația :

$$q_c = T_1 + \frac{h_v}{2} \geqslant H \,, \tag{9}$$

în care $h_v = 3$ m este înălțimea maximă a valurilor ce se pot produce în zona în care cabotierul este destinat a naviga. Rezultă deci :

$$q_c = 1{,}70 + 1{,}50 = 3{,}20 \text{ m.}$$

Această valoare a sarcinii de calcul verifică inegalitatea (9), deoarece nu este mai mică decît înălțimea de construcție a navei. Pentru sarcina de calcul menționată mai sus, normele de calcul prevăd, pentru varange, o rezistență admisibilă la eforturi normale :

$$\sigma_a = 0{,}90\ \sigma_c\,.$$

Întrucît corpul navei este executat din oțel cu limita de curgere $\sigma_c = 2\,400$ kgf/cm^2, rezultă :

$$\sigma_a = 0{,}90 . 2\,400 = 2\,160 \text{ kg/cm}^2.$$

Folosind relațiile (5), (6), (7) și (8) se obține :

$$M = \sigma_a\,W = 2\,160 \cdot 680 = 1\,468\,800 \text{ kgf. cm ;}$$

$$P = \frac{8\,M}{b} = \frac{8 \cdot 1\,468\,800}{800} = 14\,688 \text{ kgf ;}$$

$$p = \frac{p}{b} = \frac{14{,}688}{8{,}00} = 1{,}836 \text{ tf/m ;}$$

$$q = \frac{1{,}836}{0{,}58} = 3{,}165 \text{ tf/m}^2.$$

Ținînd seamă de greutatea proprie a fîșiei de fund ce revine unei varange care descarcă planșeul și care este considerată uniform repartizată pe toată lungimea varangei, rezultă că presiunii pe fund determinate mai sus îi corespunde o presiune efectivă a apei exterioare puțin mai mare de 3,2 m coloană de apă.

Avînd în vedere că sarcina maximă admisă de norme în metri coloană de apă ($q_c = 3{,}20$ m) nu este depășită, se deduce că varanga este bine dimensionată.

Calculul carlingii centrale. Se notează cu R_y reacțiunea unei varange oarecare asupra carlingii centrale, aplicată în nodul respectiv, egală și de sens contrar cu reacțiunea totală R_t dată de relația (4).

R_y este de fapt forța care, aplicată la mijlocul varangei situate la distanța y de unul din pereții transversali care limitează planșeul, provoacă în nod o săgeată ω.

Pentru varange simplu rezemate pe coaste se obţine :

$$\omega = \frac{b^3\,R_y}{48\,EI_x}, \tag{10}$$

din care se deduce :

$$R_y = \frac{48\,EI_x\omega}{b^3}. \tag{11}$$

Forţele R_y aplicate în noduri constituie de fapt sarcina care acţionează asupra carlingii centrale. Distanţa dintre varange fiind mică, se înlocuiesc forţele concentrate R_y printr-o sarcină distribuită p_y variabilă, care are într-un nod oarecare valoarea :

$$p_y = \frac{R_y}{\Delta} = \frac{48\,EI_x\,\omega}{b^3\,\Delta}. \tag{12}$$

Întrucît p_y este singura sarcină care acţionează asupra carlingii centrale, încovoierea acesteia poate fi reprezentată prin aplicarea ecuaţiei diferenţiale generale a încovoierii :

$$E\,I_y\,\frac{d^4\,\omega}{dy^4} = p, \tag{13}$$

în care $p = -\,p_y$, iar I_y este momentul de inerţie al secţiunii carlingii centrale.

Făcînd înlocuirea se obţine :

$$EI_y\,\frac{d^4\omega}{dy^4} + \frac{48\,EI_x\,\omega}{b^3\,\Delta} = 0$$

sau :

$$\frac{d^4\omega}{dy^4} + \frac{48}{b^4}\,\frac{b}{\Delta}\,\frac{I_x}{I_y}\,\omega = 0. \tag{14}$$

Ecuaţia de mai sus arată că încovoierea carlingii centrale este mult influenţată de lăţimea navei, de raportul dintre lăţimea navei şi distanţa intercostală şi de raportul dintre momentul de inerţie al secţiunii varangelor şi al secţiunii carlingii centrale.

Punînd :

$$c = \frac{48\,b}{b^4\,\Delta}\,\frac{I_x}{I_y}, \tag{15}$$

ecuaţia (14) devine :

$$\frac{d^4\,\omega}{d_y{}^4} + c\,\omega = 0\,. \tag{16}$$

Relaţia (16) reprezintă o ecuaţie diferenţială liniară şi omogenă. Făcînd înlocuirea $\omega = e^{\beta y}$, se obţine ecuaţia caracteristică :

$$\beta_0^4 + c = 0$$

sau :

$$\beta_0 = \sqrt[4]{-\,c},$$

ale cărei rădăcini sînt :

$$\beta_1 = (1 + i)\sqrt[4]{\frac{c}{4}}\,;\quad \beta_2 = (\,-1 + i)\sqrt[4]{\frac{c}{4}}\,;$$

$$\beta_3 = (1 - i)\sqrt[4]{\frac{c}{4}}\,;\quad \beta_4 = (\,-1 - i)\sqrt[4]{\frac{c}{4}}.$$

Soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale este :

$$\omega = e^{-\beta y}\,(A_1\cos\beta y + A_2\sin\beta y) + \\ + e^{\beta y}\,(A_3\cos\beta y + A_4\sin\beta y), \tag{17}$$

în care :

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{c}{4}} = \frac{1}{b}\sqrt[4]{12\,\frac{b\,I_x}{\Delta\,I_y}},$$

iar A_1, A_2, A_3 şi A_4 reprezintă constante de integrare care se determină din condiţiile la limită.

Dacă în expresia (17) se fac înlocuirile :

$$e^{-\beta y} = \operatorname{ch}\beta y - \operatorname{sh}\beta\,y,$$

$$e^{\beta y} = \operatorname{ch}\beta y + \operatorname{sh}\beta y,$$

se obţine :

$$\omega = B_1\operatorname{ch}\beta y\cos\beta y + B_2\operatorname{ch}\beta y\sin\beta y + \\ + B_3\operatorname{sh}\beta y\cos\beta y + B_4\operatorname{sh}\beta y\sin\beta y. \tag{18}$$

În sfîrşit, derivînd expresia (18) de trei ori şi notînd cu ω_0, θ_0, M_0 şi T_0 parametrii iniţiali (adică săgeata, rotirea, momentul de încovoiere şi forţa tăietoare care au loc la $y = 0$), se pot exprima constantele B_1, B_2, B_3 şi B_4 în funcţie de aceşti parametri şi ecuaţia (18) devine :

$$\omega = \omega_0\operatorname{ch}\beta y\cos\beta y + \frac{\theta_0}{2\beta}\,(\operatorname{ch}\beta y\sin\beta y + \\ + \operatorname{sh}\beta y\cos\beta\,y) + \frac{M_0}{2\,\beta^2 E\,I_y}\operatorname{sh}\beta y\sin\beta y + \\ + \frac{T_0}{4\,\beta^3 E\,I_y}\,(\operatorname{ch}\beta y\sin\beta y - \operatorname{sh}\beta y\cos\beta y)\,. \tag{19}$$

Ecuaţiile (17), (18) şi (19) reprezintă sub trei forme soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale (14). Folosind condiţiile la limită care se pun în fiecare caz concret, pot fi determinate respectivele constante de integrare şi se pot apoi calcula rotirile, momentele de încovoiere şi forţele tăietoare, folosind relaţiile cunoscute :

$$\theta_y = \frac{d\omega}{dy}\,;\quad M_y = EI\,\frac{d^2\,\omega}{dy^2}\,;\quad T_y = EI\,\frac{d^3\,\omega}{dy^3}.$$

Prin metoda arătată mai sus, carlinga centrală se calculează tot ca o grindă pe mediu elastic continuu. Nu mai este însă necesară prima etapă de calcul, deoarece nu mai este necesară cunoașterea reacțiunilor din reazemele rigide fictive care trebuie introduse în noduri, în cazul aplicării metodei generale de calcul a planșeelor expusă succint în prima parte a lucrării.

Concluzii. Rezultatele calculelor unor planșee de fund pentru mai multe cargouri de dimensiuni mici cu fund simplu și cu lățimi diferite duc la următoarele concluzii :

— presiunea apei produce eforturi unitare normale și tangențiale considerabile în osatura fundului unor astfel de nave, în special în carlinga centrală ;

— eforturile unitare din carlinga centrală cresc și distanța de la perete pînă la care se manifestă acțiunea carlingii centrale de a sprijini varangele se micșorează, cînd raportul

$$\frac{\frac{I_x}{\Delta}}{\frac{I_y}{b}} = \frac{bI_x}{\Delta I_y} \text{ crește;}$$

— introducerea unor carlingi laterale, constituite din table intercostale sudate de învelișul fundului și prevăzute cu platbandă pe muchia superioară, provoacă o importantă scădere a eforturilor unitare din osatura fundului ;

— încastrarea elastică a varangelor pe coaste (care există de fapt) micșorează într-o oarecare măsură săgețile de încovoiere ale varangelor și prin aceasta provoacă o mică reducere a eforturilor unitare din carlinga centrală ;

— o altă reducere a acestor eforturi unitare se produce și din cauza flexibilității pereților transversali ; în adevăr, sub efectul forței de compresiune pe care o exercită carlinga asupra pereților, aceștia suferă mici deformații și prin aceasta se micșorează puțin eforturile unitare din carlingă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schnadel, G.* Die Beanspruchung der Träger in Boden von kleinen und mittelgrossen Seeschiffen. In : Schiff und Hafen. nr. 11, 1963.

[2] *Filin, A. P.* și *Sokolova, A. S.* Stroitelnaia mehanika korablia. Leningrad, Recinoitransport, 1957.

[3] *Simanski, I.* Spravocinik po stroitelnoi mehanike korablia. Leningrad, Sudpromghiz, 1958.

[4] *Henschke, W.* Schiffbautechnisches Handbuch. Berlin, Verlag Technik, 1957.

[5] *Năstase, C.* Calculul și construcția navei, vol. I, București, Editura didactică și pedagogică, 1964.

CZ 621. 833. 1

bejárásal

Influența flancării asupra deformației dintelui și a zgomotului la roțile dințate cilindrice cu dinți drepți

Șef lucrări dr. ing. Gheorghe RĂDULESCU — Institutul politehnic București

La proiectarea transmisiilor moderne cu roți dințate de mare putere și turație ridicată, cu dimensiuni relativ reduse și cu condiția unui mers liniștit, este necesară considerarea unui complex de factori privind calculul, execuția și funcționarea lor. Rezultă necesitatea studierii și adoptării de măsuri corespunzătoare pentru eliminarea efectului, atît a erorilor de fabricație cît și a deformațiilor ce apar în timpul funcționării.

Analizînd numai deformațiile din timpul funcționării se pot enumera : a) deformația în lagăre ; b) deformația datorită încovoierii și torsionării arborilor ; c) deformația datorită elasticității dinților și a părților învecinate din corpul roții dințate.

Pentru a atenua, în parte sau total, efectul acestor deformații, se practică în construcția transmisiilor moderne două feluri de corecții speciale ale dintelui (fig. 1) : corecția pe lățimea dintelui sau bombarea dintelui, care trebuie să anihileze influențele de la punctele a) și b), și corecția pe înălțime a flancului dintelui sau flancarea, care trebuie să compenseze deformația datorită elasticității (punctul *c*).

Lucrarea de față își propune să studieze influența flancării asupra comportării dintelui în timpul funcționării.

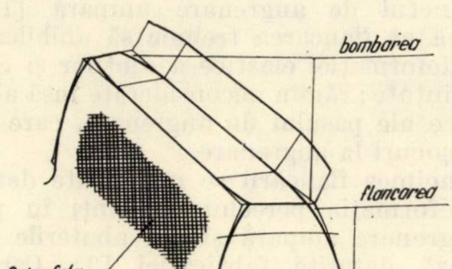


Fig. 1. Corectarea dintelui la angrenajele de mare putere.

Datorită deformaţiei dintelui sub sarcină, iau naştere abateri ale pasului de bază care influenţează zgomotul şi forţele dinamice. Este iraţional deci să se pretindă ridicarea calităţii de execuţie peste o anumită limită, fără a se lua măsuri corespunzătoare împotriva influenţei deformării dintelui.

Flancarea roţilor dinţate. Flancarea reprezintă tăierea la capul şi piciorul dintelui sau numai la cap sau la picior a unei porţiuni din flancul evolventic iniţial, cu scopul îmbunătăţirii condiţiilor de funcţionare ale danturii.

La o flancare se deosebesc următoarele mărimi (fig. 2, *a* — flancarea capului, fig. 2, *b* — flancarea capului şi piciorului) :

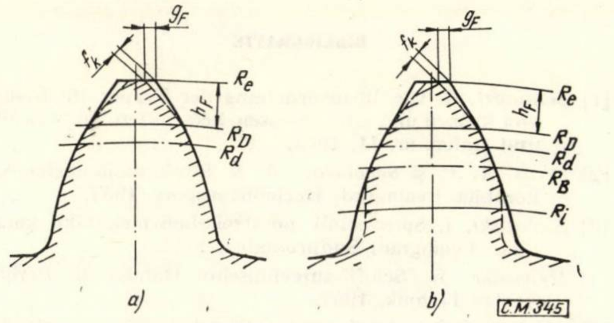


Fig. 2. Flancarea lungă evolventică :
a — flancarea capului; *b* — flancarea capului şi piciorului.

f_k — adîncimea flancării pe direcţia liniei de angrenare ;

g_F — adîncimea flancării pe cercul vîrfurilor dintelui (parte a coardei perpendiculară pe linia mediană a dintelui) ;

h_F — înălţimea flancării.

Se deosebesc de asemenea mai multe forme de flancare : evolventică, sinusoidală, arc de cerc, dreaptă.

Asupra mărimii şi formei optime de flancare există în literatura tehnică indicaţiile cele mai diferite, din care se pot desprinde două tendinţe. Astfel, de exemplu, adîncimea flancării se stabileşte pe baza deformaţiei perechii de dinţi în punctul de angrenare unipară [1], [2]. Rezultă că flancarea trebuie să anihileze acţiunea deformaţiei elastice a dinţilor şi corpului roţii dinţate ; rămîn neconsiderate însă abaterile pozitive ale pasului de angrenare, care produc şi ele şocuri la angrenare.

Adîncimea flancării se mai poate determina din deformaţia perechii de dinţi în punctul de angrenare unipară şi din abaterile pasului de bază datorită fabricaţiei [3]. Cercetările efectuate arată că luarea în considerare a abaterilor pasului de bază au ca efect o micşorare a gradului de acoperire ε. În cazul practic nu se poate lua decît o abatere medie a pasului de bază.

Referitor la înălţimea flancării se deosebeşte flancare lungă, flancare scurtă şi flancare care se întinde pe întregul flanc [4].

Îmbunătăţirea comportării în sarcină a roţilor dinţate prin folosirea flancării. Cercetările mai noi [5], [6], [7] consideră transmisia cu roţi dinţate ca un sistem oscilatoriu, excitat de surse externe şi interne.

Excitaţiile interne sînt cauzate de felul angrenării dintelui provenind din : erori ale danturii datorite fabricaţiei ; modificarea rigidităţii efective totale a dinţilor în timpul unei perioade de angrenare.

Pentru a nu avea surse de excitaţie a vibraţiilor roţii dinţate rezultă în primul rînd necesitatea unei înalte calităţi de execuţie a roţilor, în scopul evitării erorilor de fabricaţie, dar, în acelaşi timp, se impun şi măsuri constructive care să anihileze a doua sursă şi anume variaţia rigidităţii efective totale a dinţilor. O asemenea măsură o reprezintă flancarea dintelui.

Rigiditatea dintelui este :

$$c = \frac{P_N/b}{f}, \qquad (1)$$

unde :

P_N/b reprezintă încărcarea dintelui pe unitatea de lungime ;

f — deformaţia dintelui în lungul liniei de angrenare.

În figura 3 se prezintă schematic elementele ce compun rigiditatea unei singure perechi de dinţi :

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_{i1}} + \frac{1}{c_{i2}} + \frac{1}{c_{h1,2}}, \qquad (2)$$

respectiv :

$$x = x_{i1} + x_{i2} + x_{h1,2}. \qquad (3)$$

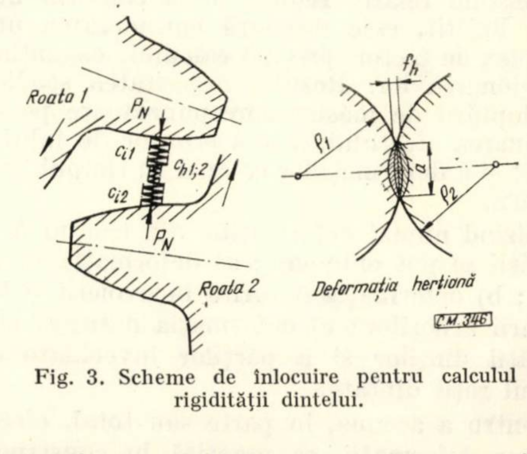


Fig. 3. Scheme de înlocuire pentru calculul rigidităţii dintelui.

Arcurile cu rigiditatea c_{i1} şi c_{i2} consideră deformarea dinţilor şi părţilor învecinate ale roţii dinţate la încovoiere, iar arcul cu rigiditatea $c_{h1,2}$ deformaţia datorită presiunii hertziene. Pentru o pereche de dinţi, rigiditatea se modifică cu forţa pe dinte, pentru că $c_{h1,2}$ depinde de forţa pe dinte.

Gradul de acoperire la danturile normale cu dinţi drepţi este cuprins între 1 şi 2. La angrenarea bipară rezultă atunci rigiditatea efectivă totală a dinţilor :

$$c_{tot} = c' + c'', \tag{4}$$

unde c' şi c'' reprezintă rigiditatea unei singure perechi de dinţi pe segmentul de ieşire, respectiv de intrare în angrenare. În figura 4 se prezintă diagrama teoretică a rigidităţii totale în funcţie de unghiul de rotire, calculată după relaţiile (2) şi (4).

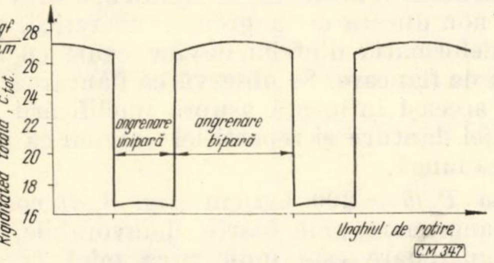


Fig. 4. Rigiditatea totală a dinţilor.

Această variaţie în salturi reprezintă o sursă puternică de vibraţii. Tot ca urmare a erorilor de fabricaţie şi a variaţiei rigidităţii efective totale apare şi o variaţie a vitezei unghiulare.

În continuare se va arăta cum se poate micşora variaţia rigidităţii prin execuţia flancării.

Propuneri de flancare. În literatura tehnică există numeroase propuneri de tipuri şi mărimi de flancare [1], [2], [4], [8], [9]. În diferite ţări s-a introdus chiar în normarea profilului de referinţă şi un profil de referinţă cu flancare, avînd :

$$g_F = a_c \cdot m, \tag{5}$$

$$h_F = h_c \cdot m. \tag{6}$$

Se pot cita astfel GOST 3058–54 [3], ISO R 53 [10], BSS–436 (1940) [11]. O analiză critică a tuturor acestor date arată că valorile adîncimilor de flancare sînt mari, considerînd astfel şi erorile de fabricaţie.

Flancarea optimă trebuie acordată mereu cu condiţiile de funcţionare existente ca : încărcarea dintelui, deformaţia şi erorile danturii. Cum însă o transmisie lucrează numai în cazuri rare la încărcare constantă, flancarea nu va corespunde totdeauna condiţiilor de lucru. Rezultă deci necesitatea experimentării efectului flancării şi în condiţii de funcţionare diferite de cele pentru care a fost executată.

Calculul şi execuţia flancării la roţile dinţate încercate. Pentru cercetările experimentale s-au folosit roţi dinţate cu următoarele dimensiuni :

$$Z_1/Z_2 = 32/32\ ;\ \xi_1 = \xi_2 = 0\ ;\ m = 5\ \text{mm}\ ;$$
$$b = 10\ \text{mm}.$$

Au fost încercate perechi de roţi dinţate cu flancare lungă evolventică pentru $P_N/b = 200$ kgf/cm şi 500 kgf/cm, respectiv cu flancare după GOST 3058–54.

Pentru adîncimea flancării s-a luat ca bază de calcul numai deformarea dinţilor sub sarcină. În acest caz rezultă adîncimea flancării la capul dintelui, egală cu deformaţia perechii de dinţi premergătoare în punctul unipar B sau D. Deci :

$$f_{k2,1} = \Sigma_{fB,D} = \frac{P_{t0} \cdot x_{D,B}}{bE \cos \alpha_0}, \tag{7}$$

unde :

$$x_D = x_{i1D} + x_{i2D} + x_{hD} \tag{8}$$

şi

$$x_B = x_{i1B} + x_{i2B} + x_{hB}. \tag{9}$$

Pentru perechile încercate rezultă $f_k = 12{,}31$ µm şi respectiv 50 µm.

Figurile 5 (flancare teoretică) şi 6 (flancare măsurată) arată comparativ flancările teoretice prevăzute şi executate practic la roţile încercate, măsurate la evolventometru. Se observă o bună concordanţă, modificarea formei evolventei datorîndu-se erorilor de formă a flancului şi a abaterilor cercului de bază.

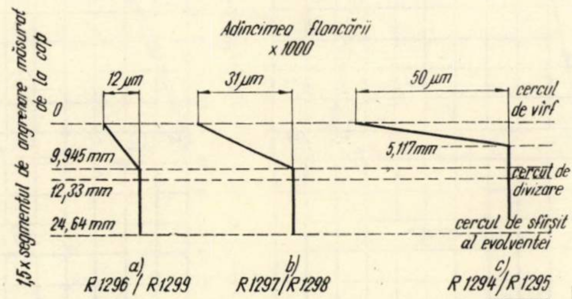

Adîncimea flancării x 1000
1,5 x segmentul de angrenare măsurat de la cap
12 µm
31 µm
50 µm
0
9,945 mm
12,33 mm
24,64 mm
5,117 mm
cercul de vîrf
cercul de divizare
cercul de sfîrşit al evolventei
a) R 1296 / R 1299
b) R 1297/R 1298
c) R 1294/R 1295
CM 348

Fig. 5. Flancarea prevăzută teoretic.

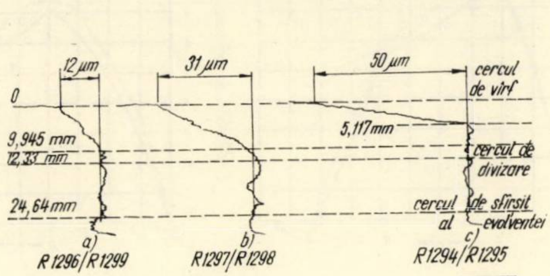

12 µm
31 µm
50 µm
0
9,945 mm
12,33 mm
24,64 mm
5,117 mm
cercul de vîrf
cercul de divizare
cercul de sfîrşit al evolventei
a) R 1296/R 1299
b) R 1297/R 1298
c) R 1294/R 1295
CM 349

Fig. 6. Flancarea realizată practic.

Rezultatele măsurărilor. Cercetările teoretice au dovedit că pentru a înlătura şocul de intrare sau ieşire din angrenare trebuie modificată repartiţia sarcinii care este necesar să crească liniar de la 0 la maxim. Aceasta se obţine cu flancarea evolventică.

În figurile 7, *a*, 7, *b*, 7, *c* sînt reprezentate comparativ curbele teoretice şi experimentale ale repartiţiei sarcinii şi deformaţiei dintelui la diferite încărcări ale dintelui pentru flancarea lungă evolventică cu $f_k = 12$ µm.

La încărcarea de 200 kgf/cm (fig. 7, *b*), pentru care s-a executat flancarea, curba experimentală a repartiţiei sarcinii are de asemenea o variaţie liniară de la 0 la 1. Cu aceasta se confirmă afirmaţia teoretică că, o flancare lungă evolventică la sarcina care-i revine nivelează desfăşurarea în salturi a repartiţiei sarcinii.

La o încărcare mai mică (110 kgf/cm — fig. 7, *a*) rezultă acelaşi lucru. Totuşi, aici creşterea este mai bruscă, domeniul angrenării unipare se măreşte, iar întreaga durată de angrenare se micşorează; gradul de acoperire scade de la 1,66 la 1,42. Adîncimea flancării este în cazul de faţă mai mare ca valoarea deformaţiei dintelui, aşa că ea acţionează ca o abatere negativă a pasului de bază.

Pentru o încărcare mai mare (600 kgf/cm — fig. 7, *c*), deformaţia dintelui devine mai mare ca flancarea, aşa că apare din nou şocul de intrare şi ieşire. Cu creşterea sarcinii, diagrama repartiţiei sarcinii se apropie de forma în salturi, aşa cum apare la roţile dinţate fără flancare.

Diagramele repartiţiei sarcinii pentru perechea de roţi dinţate cu flancare executată după GOST 3058—54 cu $f_k = 50$ µm sînt reprezentate în figurile 8, *a*, 8, *b* şi 8, *c*.

Flancarea după GOST 3058—54 la care $\varepsilon = 1{,}09$ corespunde aproximativ aşa-numitei flancări scurte.

Pentru flancarea executată, forţa echivalentă revine, conform relaţiei (7), la $P_N/b = 870$ kgf/cm.

La această încărcare — figura 8, *c* — se atinge din nou durata de angrenare teoretică, pentru că deformaţia dintelui devine egală cu adîncimea de flancare. Se observă că flancarea scurtă are aceeaşi influenţă asupra modificării deformaţiei danturii şi repartiţiei sarcinii ca şi flancarea lungă.

La $P_N/b = 200$ kgf/cm (fig. 8, *a*) condiţiile de angrenare sînt foarte defavorabile, durata de angrenare este mult prea mică ($\varepsilon = 1{,}19$ în loc de $\varepsilon = 1{,}66$) — ceea ce duce aproape numai la angrenare unipară. Dintele preia brusc întreaga sarcină şi o redă la fel.

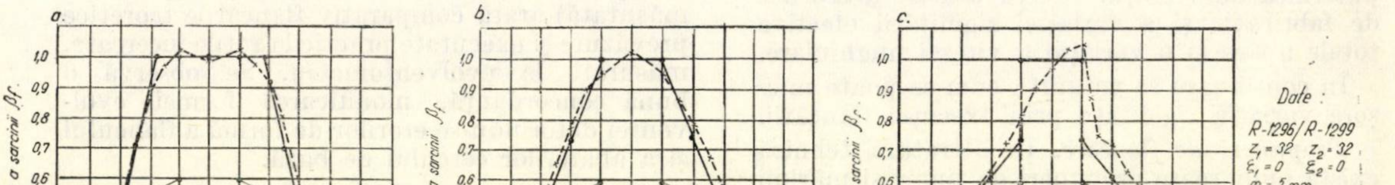


Fig. 7. Repartiţia sarcinii şi deformaţia dintelui la flancarea lungă evolventică cu $f_{k1} = f_{k2} = 12$ µm:
a — la P_N = 110 kgf; *b* — la P_N = 200 kgf; *c* — la P_N = 600 kgf.

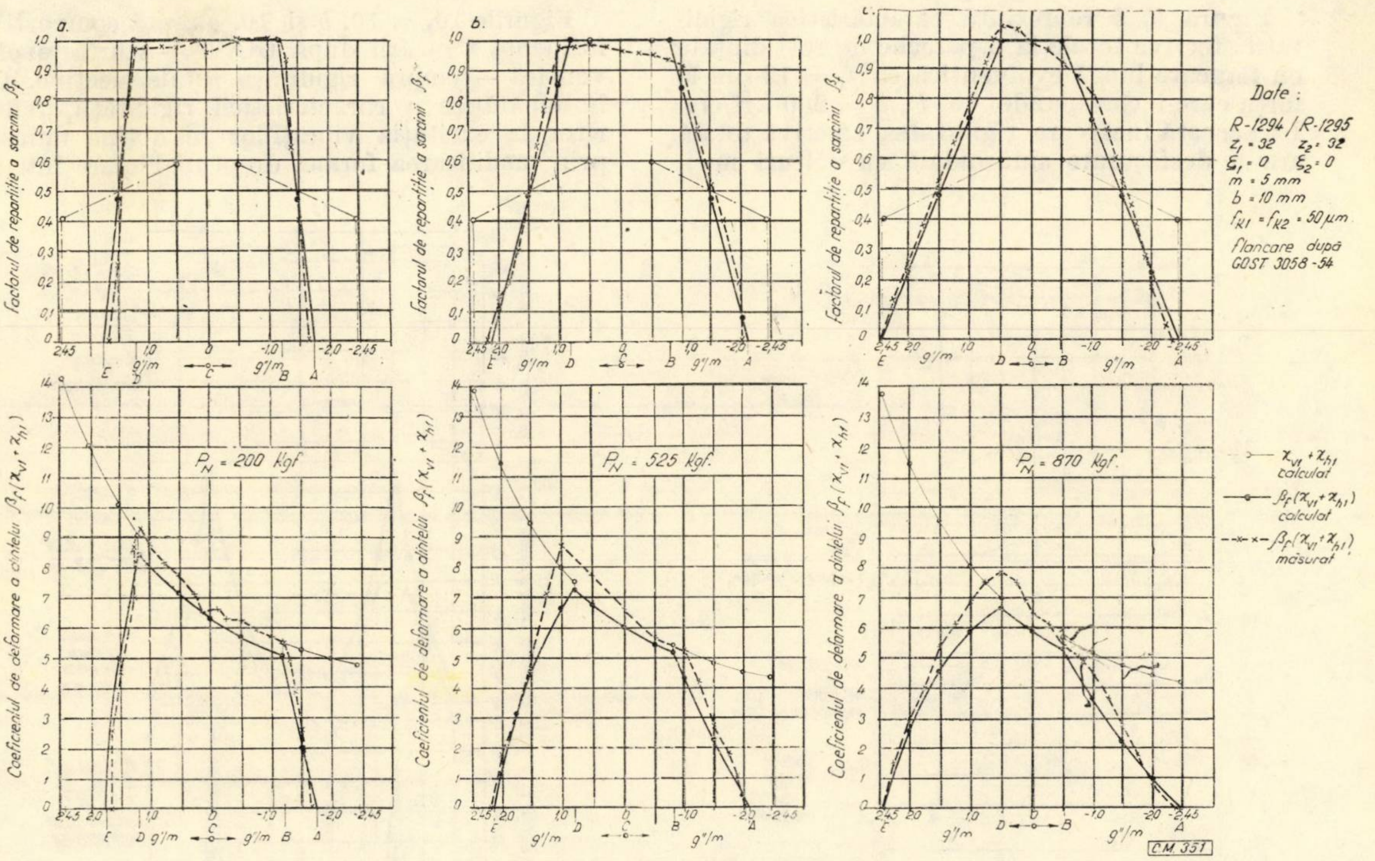


Fig. 8. Repartiţia sarcinii şi deformaţia dintelui la flancarea după GOST 3058—54:
a — la P_N = 200 kgf; b — la P_N = 525 kgf; c — la P_N = 870 kgf.

Rezultă că piciorul dintelui va fi mai puternic solicitat, pentru că întreaga forţă acţionează la un braţ de pîrghie mai mare. Solicitarea piciorului dintelui este totuşi mai mică decît la preluarea sarcinii la vîrf care apare la roţi dinţate cu abateri ale pasului de bază sau fără flancare.

Figura 8, b arată că la creşterea forţei pe dinte condiţiile de încărcare devin mai favoravile.

Stabilirea flancării în norma sovietică s-a realizat în ipoteza că dinţii sînt complet rigizi, deci părţile flancate nu participă la preluarea sarcinii. După cum reiese însă din rezultatele arătate în figurile 8, a, 8, b şi 8, c, sub sarcină se măreşte durata de angrenare, ceea ce înseamnă că participă la angrenare şi părţile flancate ale dintelui. La încărcarea de 870 kgf/cm participă întregul flanc la angrenare.

Din cercetările experimentale asupra deformării dintelui şi repartiţiei sarcinii la roţile dinţate flancate reiese că :

— printr-o flancare corespunzătoare se poate micşora şocul de intrare şi ieşire ;

— flancarea realizează o creştere liniară a factorului de repartiţie a sarcinii de la 0 la 1 şi invers, deci cele mai mici şocuri de intrare şi ieşire apar atunci cînd valoarea ei corespunde încărcării reale ; acest caz apare cînd adîncimea de flancare este egală cu deformaţia dintelui ;

— la o încărcare a dintelui mai mare ca forţa ce a stat la baza calculului flancării, apar din nou şocuri de intrare şi ieşire ; mărimea lor este totuşi mai mică decît la o pereche de roţi dinţate fără flancare ;

— dacă încărcarea este mai mică decît aceea care a stat la baza flancării, atunci se obţine un grad de acoperire mai mic, însă şocurile de intrare şi ieşire sînt şi aici înlăturate.

În figura 9, a este trasată curba rigidităţii efective totale în funcţie de unghiul de rotire pentru o pereche de dinţi fără flancare. În timp ce curba calculată are o formă aproape dreptunghiulară, curba măsurată are o caracteristică trapezoidală.

Această modificare a rigidităţii efective totale este o sursă de excitaţie a vibraţiilor roţii dinţate. Pentru a se putea anula această sursă de vibraţii există două posibilităţi: modificarea formei curbei ; modificarea raportului saltului dintre angrenarea bipară şi unipară.

Figura 9, b reprezintă caracteristica rigidităţii efective totale la o pereche de roţi dinţate cu flancare lungă evolventică cu $f_k = 12$ μm la forţa care-i corespunde de $P_N/b = 200$ kgf/cm. La această încărcare rigiditatea efectivă totală are o desfăşurare sinusoidală cu salturi mici.

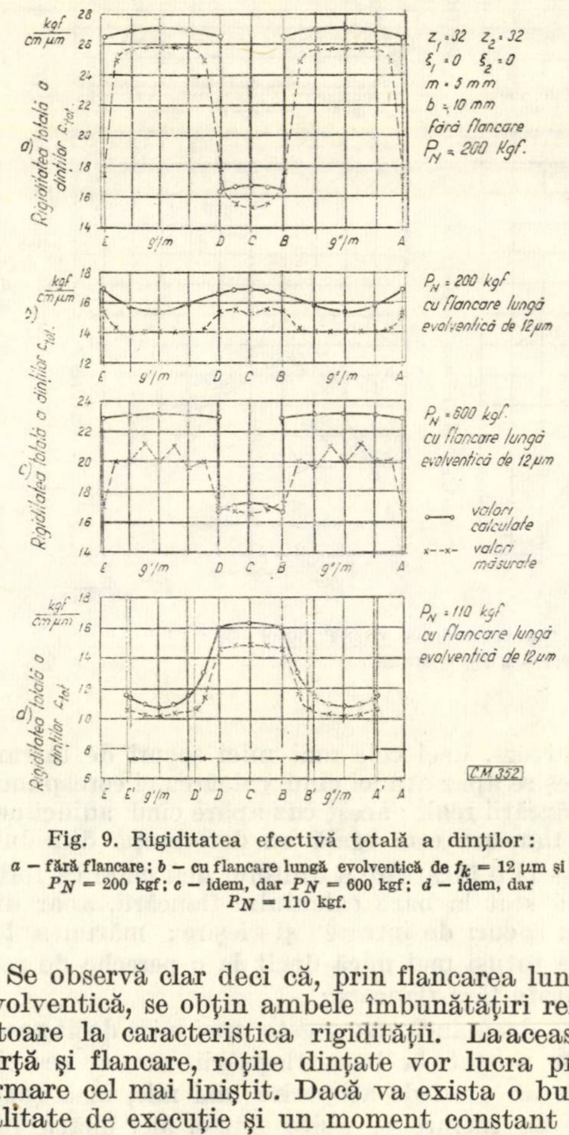


Fig. 9. Rigiditatea efectivă totală a dinţilor:

a – fără flancare; b – cu flancare lungă evolventică de $f_k = 12$ μm şi $P_N = 200$ kgf; c – idem, dar $P_N = 600$ kgf; d – idem, dar $P_N = 110$ kgf.

Se observă clar deci că, prin flancarea lungă evolventică, se obţin ambele îmbunătăţiri referitoare la caracteristica rigidităţii. La această forţă şi flancare, roţile dinţate vor lucra prin urmare cel mai liniştit. Dacă va exista o bună calitate de execuţie şi un moment constant de transmis la maşina motoare şi de lucru, vor exista deci toate condiţiile pentru un mers liniştit.

La o încărcare mai mare ca aceea care a stat la baza determinării flancării, datorită faptului că deformaţia dintelui este mai mare ca adîncimea flancării, caracteristica rigidităţii efective totale se apropie de forma dreptunghiulară (fig. 9, c). Apar din nou şocuri de intrare şi ieşire şi zgomotul transmisiei creşte din nou. La încărcări mai mici (fig. 9, d), gradul de acoperire va scădea; caracteristica devine trapezoidală şi zgomotul va fi mai mic ca la roţile neflancate.

Figurile 10, a, 10, b şi 10, c arată compartiv influenţa flancării după GOST — scurtă evolventică — asupra rigidităţii totale efective. O îmbunătăţire a caracteristicii rigidităţii, referitor la excitaţia vibraţiilor se obţine numai prin modificarea formei dreptunghiulare într-o formă triunghiulară, salturile rămînînd aceleaşi. Modificarea încărcării dintelui are de asemenea o mică influenţă, forma triunghiulară păstrîndu-se mereu.

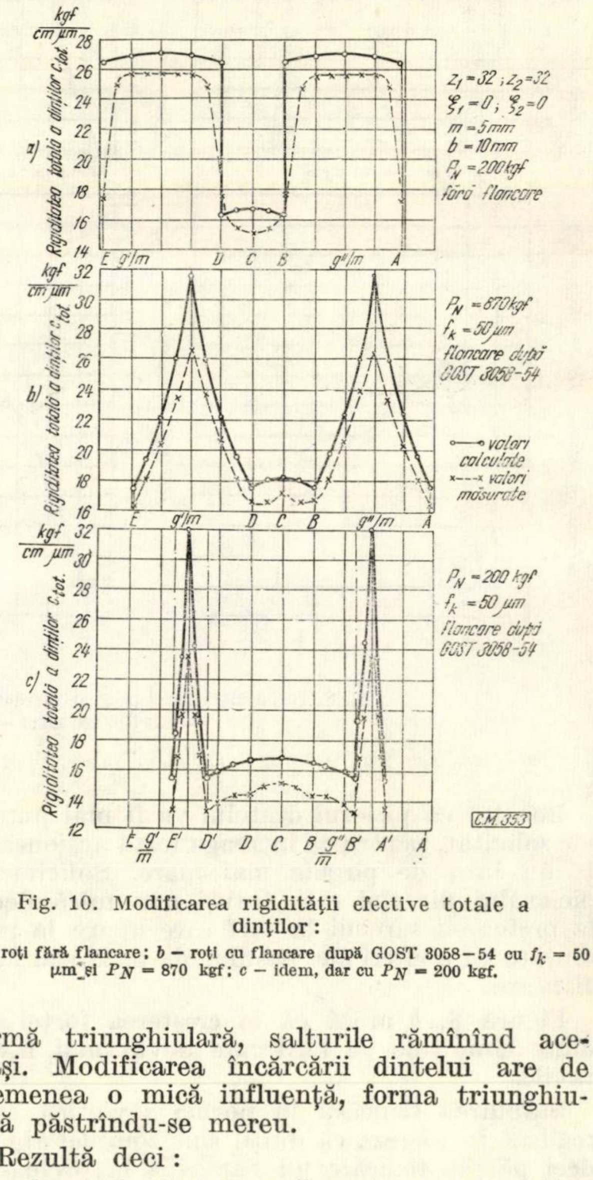


Fig. 10. Modificarea rigidităţii efective totale a dinţilor:

a – roţi fără flancare; b – roţi cu flancare după GOST 3058–54 cu $f_k = 50$ μm şi $P_N = 870$ kgf; c – idem, dar cu $P_N = 200$ kgf.

Rezultă deci:

— la roţile dinţate neflancate, caracteristica rigidităţii efective totale este dreptunghiulară, ceea ce dă prilej la excitarea de vibraţii;

— excitarea oscilaţiilor se poate micşora printr-o flancare lungă evolventică; micşorarea este cea mai puternică, cînd încărcarea corespunde adîncimii flancării;

— la o încărcare mai mică, flancarea, cu toate că nu mai este optimă, influenţează pozitiv condiţiile de funcţionare.

Nivelul zgomotului produs reprezintă un important punct de vedere la caracterizarea transmisiilor moderne. Devine necesară, de aceea, efectuarea de cercetări pentru stabilirea formării şi a factorilor principali care influenţează zgomotul roţilor dinţate.

Noi cercetări [12], [13], [14], [15] cu o aparatură complexă de măsură şi analiză a zgomotului au permis elaborarea unei teorii care consideră transmisia cu roţi dinţate ca un sistem în oscilaţie, excitat prin forţe exterioare şi interioare. Zgomotul roţilor dinţate este determinat în fond prin oscilaţiile proprii ale sistemului, excitate periodic prin impulsuri ale forţelor de excitaţie. Apariţia acestor impulsuri se realizează cu frecvenţa intrării dintelui în angrenare f_z. Frecvenţele proprii ale sistemului sînt în majoritate mult mai mari ca frecvenţa de excitaţie. În momentul cînd frecvenţa de angrenare a dintelui sau o armonică superioară a acesteia devine egală cu o frecvenţă proprie a sistemului, apare fenomenul de rezonanţă.

Pentru a obţine un mers liniştit al transmisiei este necesar să se elimine sursele de excitare la vibraţii şi zgomot. Trebuie mai întîi să nu existe oscilaţii ale momentului transmis şi ale turaţiei, atît la maşina de lucru cît şi la maşina motoare. Apoi, este necesar ca erorile de execuţie şi montaj să se păstreze între cele mai mici toleranţe posibile.

Este de menţionat că abaterile ciclice ale danturii — ca abaterea de pas sau de formă a flancului — influenţează puternic zgomotul.

Pentru determinarea influenţei flancării asupra zgomotului, s-a folosit standul TU-ME 26 al Universităţii tehnice Dresda. Standul este construit pe principiul circuitului electric închis, cu o reglare a turaţiei de la 500 la 2 000 rot/min şi un $M_{t\ max} = 1\ 500$ kgfcm.

Măsurarea zgomotului s-a realizat într-o cameră dură de zgomot, unde se aflau numai roţile de măsurat. Prin măsuri corespunzătoare de izolare a vibraţiilor şi zgomotului s-a realizat o diferenţă între nivelul zgomotului de măsurat şi al zgomotului minim de 20 dB.

Pentru a avea mai întîi un punct de plecare pentru aprecierea influenţei flancării au fost încercate roţi fără flancare. S-a măsurat nivelul de zgomot la încărcări constante corespunzătoare la $M_t = 400$, 800, 1 200 şi 1 500 kgfcm în domeniul de turaţie de la 500 la 2 000 rot/min.

Figura 11 redă un model de diagramă a nivelului de zgomot. Din diagramă rezultă că valorile nivelului de zgomot se construiesc pe o curbă de bază. Valorile de vîrf care se evidenţiază la anumite turaţii reprezintă cazuri de rezonanţă între frecvenţele de excitaţie şi frecvenţele proprii ale roţii dinţate şi părţilor transmisiei.

Abaterile de la curba de bază sînt, în cazurile de rezonanţă, foarte mari. Această realitate explică de ce nu trebuie să se plece la judecarea nivelului de zgomot numai de la curba de bază ci, în acelaşi timp, şi de la maximele care apar la rezonanţă, pentru că acestea au ca urmare o importantă creştere a zgomotului (şi în acelaşi timp a forţelor dinamice şi uzurii).

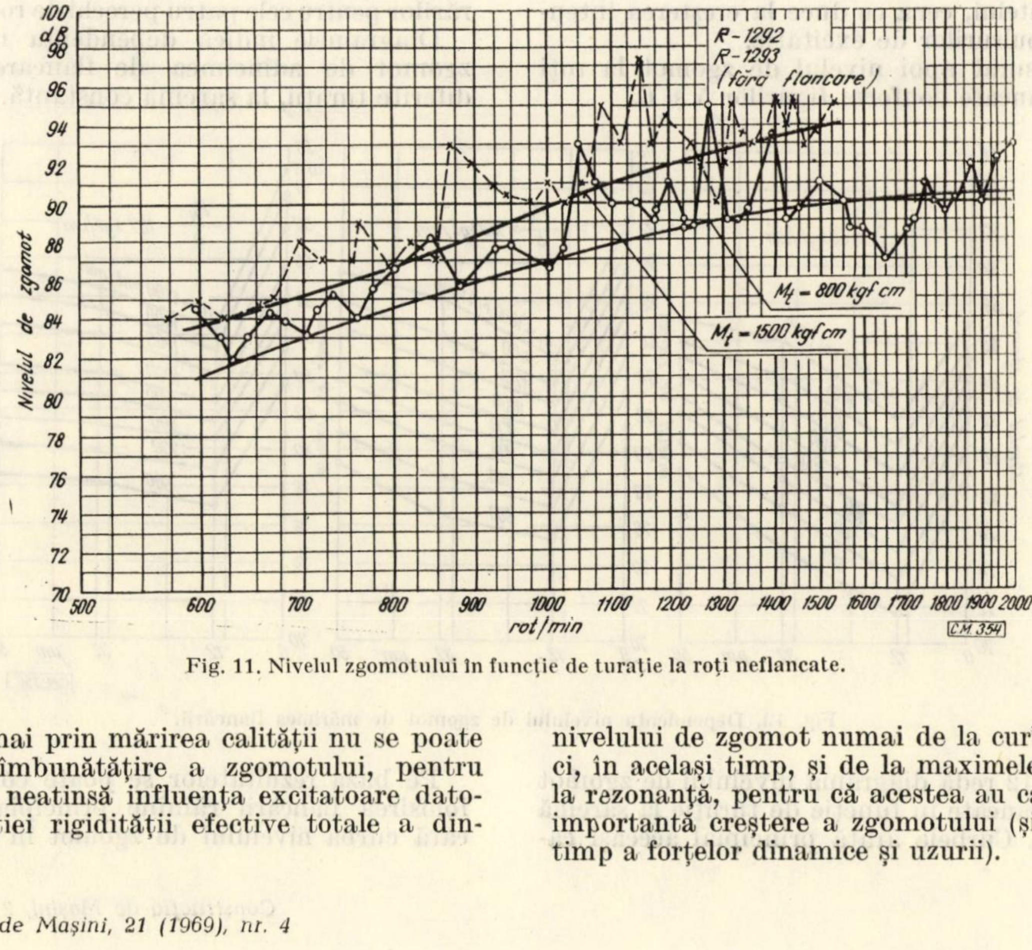


Fig. 11. Nivelul zgomotului în funcţie de turaţie la roţi neflancate.

Dar numai prin mărirea calităţii nu se poate obţine o îmbunătăţire a zgomotului, pentru că rămîne neatinsă influenţa excitatoare datorită variaţiei rigidităţii efective totale a dinţilor.

Diagrama demonstrează o creştere a nivelului de zgomot cu creşterea turaţiei. Explicaţia rezultă din creşterea impulsurilor de excitaţie în unitatea de timp, la creşterea turaţiei. Există de asemenea şi o creştere a nivelului de zgomot proporţională cu sarcina datorită creşterii deformaţiei dintelui, ceea ce duce la creşterea intensităţii impulsurilor de excitaţie.

S-a măsurat apoi nivelul de zgomot la roţi dinţate flancate conform figurilor 5 şi 6.

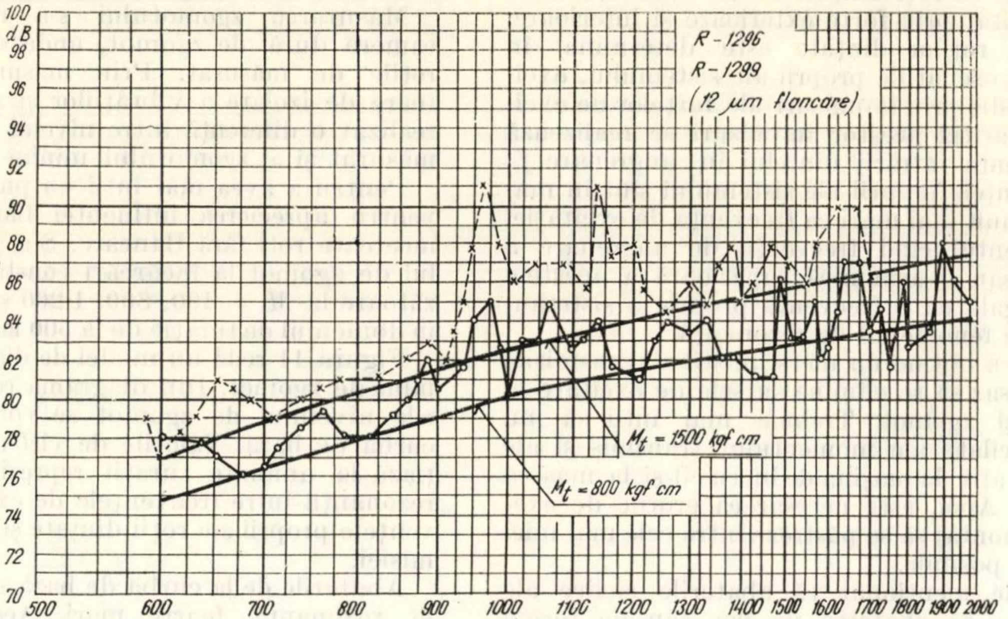


Fig. 12. Nivelul zgomotului în funcţie de turaţie la roţi flancate cu $f_k = 12$ μm.

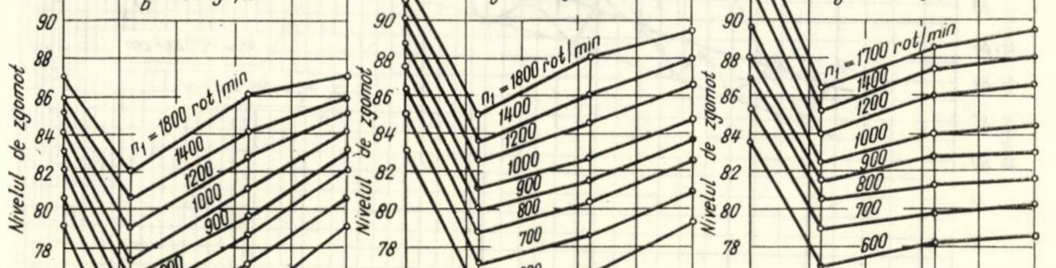


Fig. 13. Dependenţa nivelului de zgomot de mărimea flancării.

Figura 12 redă diagrama nivelului de zgomot la roţile flancate în funcţie de turaţie la sarcină constantă. Curbele arată principial aceeaşi caracteristică, ca şi la perechea de roţi dinţate neflancate din figura 11. În timp ce creşterea nivelului de zgomot cu turaţia este aproximativ egală, influenţa flancării iese în evidenţă în înălţimea absolută a nivelului de zgomot.

Figura 13 arată comparativ rezultatele măsurărilor pentru cele patru perechi de roţi cercetate. Diagramele indică dependenţa nivelului de zgomot de adîncimea de flancare f_k pentru diferite turaţii, la sarcină constantă.

Pe baza rezultatelor se poate conchide că la folosirea flancării rămîne principial nemodificată curba nivelului de zgomot în dependenţă

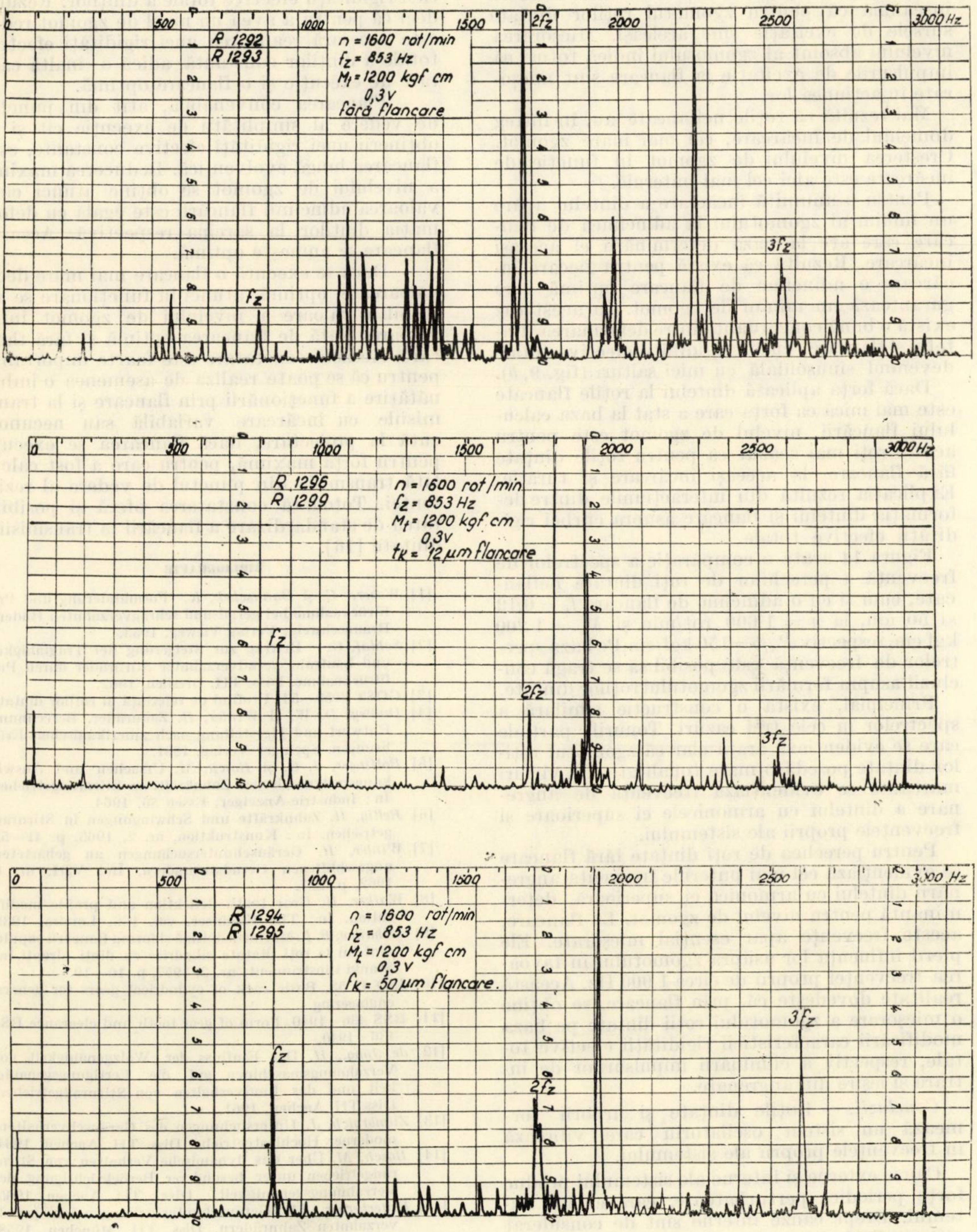


Fig. 14. Influenţa flancării asupra spectrului de frecvenţă al zgomotului roţii dinţate.

de turație, în raport cu roțile flancate. Aceasta înseamnă că pentru zgomotul roților dințate sursele de excitație sînt aceleași. Micșorarea nivelului absolut al zgomotului indică totuși că impulsurile de excitație la flancare sînt micșorate în acțiunea lor.

Mai rezultă că roțile neflancate au, în întreg domeniul de încărcare, cel mai mare zgomot. Creșterea nivelului de zgomot în funcție de încărcare este aici cel mai puternic.

Pentru o anumită încărcare a dintelui apare un minim al zgomotului la adîncimea de flancare care are la baza determinării ei aceeași încărcare. Rezultă că există pentru fiecare încărcare o adîncime de flancare optimă care garantează un minim de zgomot. În acest caz există o bună concordanță între deformarea dintelui și flancare, curba rigidității efective totale devenind sinusoidală cu mici salturi (fig. 9, *b*).

Dacă forța aplicată dintelui la roțile flancate este mai mică ca forța care a stat la baza calculului flancării, nivelul de zgomot este pentru aceste roți mai scăzut ca pentru roțile dințate fără flancare, la aceeași încărcare și turație. Explicația rezultă din interacțiunile dintre deformația dintelui și flancare asupra curbei rigidității efective totale.

Figura 14 arată o comparație a spectrelor de frecvență a perechilor de roți dințate neflancate, cum și cu o adîncime de flancare $f_k = 0{,}12$ și 50 μm, la $n = 1\,600$ rot/min și $M_t = 1\,200$ kgf cm, respectiv $P_N/b = 150$ kgf/cm. Pe baza spectrelor de frecvență este posibil să se tragă concluzii asupra formării zgomotului roților dințate.

Principial, există o construcție similară a spectrelor în cele trei cazuri. Tonurile parțiale care se evidențiază arată clar că zgomotul roților dințate posedă o mare tonalitate. Ca vîrfuri marcante se evidențiază frecvența de angrenare a dintelui cu armonicele ei superioare și frecvențele proprii ale sistemului.

Pentru perechea de roți dințate fără flancare se evidențiază cel mai puternic frecvența angrenării dintelui cu armonica ei superioară, determinantă pentru nivelul de zgomot. La flancare, aceste frecvențe apar esențial micșorate. Ele pierd influența lor asupra zgomotului în favoarea frecvenței proprii de circa 1 900 Hz. Această realitate dovedește că, prin flancare, se obține o micșorare a zgomotului roții dințate pe baza modificării caracteristicii rigidității efective totale, respectiv a eliminării impulsurilor de intrare și ieșire din angrenare.

Concluzii. — Roțile dințate și arborii formează un sistem oscilatoriu care vibrează în frecvențele proprii ale sistemului.

Cauze externe și interne ale sistemului produc forțe periodice perturbatoare, care excită sistemul. Drept cauze interne sînt de considerat atît erorile de fabricație cît și abaterile profilului care apar datorită deformării sub sarcină. Amîndouă provoacă o modificare a caracteristicii rigidității efective totale a dinților. Rezultă deci că pentru a avea un nivel de zgomot redus este necesară realizarea unei rigidități efective totale a dinților constantă, adică o înaltă calitate de execuție și o flancare optimă.

— Flancarea convenabilă, atît din punctul de vedere al simplității de execuție cît și al obținerii unei rigidități efective constante, este flancarea lungă evolventică. Reducerea maximă a nivelului de zgomot se obține atunci cînd valoarea adîncimii flancării este egală cu deformația dinților la sarcina respectivă. Această flancare se numește optimă.

— Dacă se execută o flancare mai mare decît valoarea ei optimă, atunci în funcționare se va stabili o valoare a nivelului de zgomot între valoarea dată de flancarea optimă și fără flancare. Această constatare este foarte importantă pentru că se poate realiza de asemenea o îmbunătățire a funcționării prin flancare și la transmisiile cu încărcare variabilă sau necunoscută la proiectare, dacă flancarea se execută pentru forța maximă, pentru care a fost calculată transmisia din punctul de vedere al rezistenței. Totodată constatarea oferă și posibilitatea de standardizare a flancării la transmisiile dințate [16].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Weber, C.* și *Banaschek, K.* Formänderung und Profilrücknahme bei gerad-und schrägverzahnten Rädern. Braunschweig, Verlag Vieweg, 1953.

[2] *Schlaf, G.* Beitrag zur Steigerung der Tragfähigkeit und Laufruhe geradverzahnter Stirnräder durch Profilrücknahme. Diss. TH. Dresden, 1962.

[3] GOST 3058—54. Profilul de referință al roților dințate.

[4] *Dudley, D. W.* și *Winter, H.* Zahnräder. Berechnung, Entwurf und Herstellung nach amerikanischen Erfahrungen. Springer Verlag, 1961.

[5] *Bollinger, J. G.* și *Bosch, M.* Ursachen und Auswirkungen dynamischer Zahnkräfte in Stirnradgetrieben. În: Industrie-Anzeiger, Essen 86, 1964.

[6] *Rettig, H.* Zahnkräfte und Schwingungen in Stirnradgetrieben. În: Konstruktion, nr. 2, 1965, p. 41—53.

[7] *Winter, H.* Geräuschuntersuchungen an gehärteten, ungeschliffenen Geradstirnrädern. În: VDI, nr. 6, 1962, p. 237.

[8] *Walker, H.* Gear tooth deflektion and profile modification. În: The Engineer, vol. 166, Londra, 1938.

[9] *Mihailov, B. L.* Mărimea optimă și forma flancării capului dintelui la roți dințate cilindrice cu dinți drepți. În: Stanki i instrument, nr. 2, 1957, p. 16—19.

[10] ISO R 53. Basic rack of cylindrical gears for general engineering.

[11] BSS 436—1940. Form of gear tooth and clearance BSS 436—1940.

[12] *de Jong., H.* Der Einfluss der Wälzgenauigkeit von Verzahnungsmaschinen auf die Fertigungsgenauigkeit und das Laufverhalten von Stirnradgetrieben. Diss TH. Aachen, 1961.

[13] *Zumbroich, J.* Untersuchungen des Geräuschverhaltens moderner Hochlastgetriebe. Diss. TH. Aachen, 1964.

[14] *Bosch, M.* Über das dynamische Verhalten von Stirnradgetrieben unter besonderer Beröcksichtigung der Verzahnungsgenauigkeit. Diss. TH. Aachen, 1965.

[15] *Unterberger, M.* Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern. Diss. TH. München, 1958.

[16] *Rădulescu, G.* Untersuchungen über den Einfluss der Profilrücknahme auf die Zahnverformung und das Geräusch geradverzahnter Stirnräder. Dissertation TH. Dresden, 1966.

Documentare

Eliminarea porozităţii pieselor din fontă turnată. În : L'Étain et ses usages, nr. 4, 1968.

În cadrul unei întreprinderi engleze (Reavell and Co. Ltd.) constructoare de compresoare speciale pentru nave comerciale şi militare, s-a pus de curînd la punct un nou procedeu pentru înlăturarea porozităţii pieselor turnate din fontă.

Presiunea de regim pentru compresoarele fabricate în cadrul întreprinderii considerate depăşeşte în mod obişnuit 400 kgf/cm^2 şi — în consecinţă — piesele din fontă ce intră în construcţia compresoarelor trebuie să fie lipsite de pori (de exemplu, supapele de siguranţă, cilindrii etc.).

Procedeul pentru eliminarea porozităţii constă în adăugarea, în fonta destinată turnării pieselor de compresor, a unei cantităţi de 400 gf staniu la fiecare tonă de fontă.

Se constată că acest adaos elimină porozitatea suprafeţelor metalice, astfel încît întreprinderea menţionată îl foloseşte pentru 85% din piesele turnate realizate ; în plus, se fac încercări pentru utilizarea unui adaos de staniu şi în fontele speciale.

În afară de faptul că înlătură porozitatea, adaosul de staniu mai are drept efect şi reducerea greutăţii pieselor turnate care, problema porozităţii fiind rezolvată, pot fi realizate cu pereţi de grosime mai redusă. În fine, piesele turnate în acest mod sînt mai rezistente şi prezintă o siguranţă mai mare în exploatare.

M.S.

Dispozitiv hidraulic pentru montarea rulmenţilor cu role cilindrice de dimensiuni mari. În : Rivista di Meccanica, nr. 436, 2 noiembrie 1968.

La montarea pe sedii conice a rulmenţilor de dimensiuni mari avînd două coroane de role cilindrice (seria NN 30 K) apar forţe importante, toate procedeele folosite pînă în prezent prezentînd diverse inconveniente.

Un nou dispozitiv hidraulic, care apare în secţiune în figura 1, s-a dovedit că permite montarea acestor rulmenţi în condiţii mult mai avantajoase.

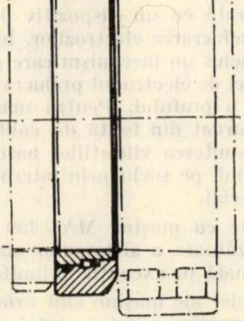


Fig. 1

Dispozitivul este format dintr-o carcasă exterioară avînd o treaptă interioară şi o carcasă interioară cu o treaptă pe suprafaţa sa exterioară. Etanşeitatea camerei inelare ce se formează astfel între cele două carcase este asigurată de două garnituri inelare de diametru şi duritate corespunzătoare.

Introducîndu-se ulei sub presiune în camera inelară, carcasa interioară este presată pe ax, astfel încît o parte din forţa de împingere a carcasei exterioare, exercitată asupra rulmentului, este anulată de carcasa interioară blocată pe ax.

Dispozitivul rămîne — după montarea rulmentului — fixat în cadrul lagărului, putînd servi ca inel de distanţare.

Suprafaţa inelară, care are rol de piston, este determinată în funcţie de forţa axială necesară montării rulmentului.

M.S.

Cabluri rezistente la corodare în mediul marin. In : Engineers' Digest, iunie, 1968.

O serie de încercări comparative asupra rezistenţei la corodare a cablurilor metalice în mediu marin, au fost realizate de o întreprindere americană (American Chain and Cable Co. Inc. S.U.A.). Încercările au fost efectuate, în diverse condiţii şi în diferite puncte ale coastei, asupra cablurilor cu acoperire de aluminiu, galvanizate sau din fire de oţel inoxidabil. Epruvetele respective erau supuse la solicitări sau libere, pe fundul mării, la suprafaţă sau la diverse adîncimi.

Rezultatele obţinute au dus la concluzii interesante. Astfel, cablurile cu acoperire din aluminiu au avut o comportare net superioară în toate condiţiile de încercare faţă de cablurile din oţel inoxidabil ; cablurile galvanizate au rezistat în mod corespunzător la adîncimi medii, dar au dat rezultate nesatisfăcătoare în condiţii de suprafaţă sau de fund.

Cu ocazia încercărilor efectuate s-a mai constatat un fapt interesant şi anume că atunci cînd stratul de acoperire din aluminiu este înlăturat în mod accidental sau prin corodare chimică, cablul respectiv prezintă încă o rezistenţă apreciabilă la coroziune datorită stratului aluminiu-fier ce rămîne la suprafaţă.

M.S.

Un nou procedeu pentru determinarea durităţii. In : Rivista di Meccanica, nr. 436, 2 noiembrie 1968.

Dispozitivul utilizat în cadrul unui nou procedeu pentru determinarea durităţii (Branson Instrument — Stamford — — S.U.A.) comportă ca element principal un diamant de dimensiuni mici, dar de o formă precis determinată.

În cadrul procedeelor cunoscute utilizînd un diamant ca element de încercare, acesta este folosit pentru a fi imprimat prin apăsare pe suprafaţa de încercare sau pentru a o zgîria ; la noul procedeu diamantul vibrează în contact cu suprafaţa piesei, el formînd vîrful unei tije magnetostrictive care este făcută să vibreze cu frecvenţa sa proprie. Cînd vîrful atinge piesa de încercat, vibraţiile se atenuează şi îşi schimbă frecvenţa. Efectul de atenuare este funcţie de duritatea materialului, astfel încît variaţia de frecvenţă poate fi folosită pentru citirea directă pe scala dispozitivului a durităţii respective.

Evident, dată fiind duritatea elementului activ din diamant, valoarea mărimii determinate este influenţată numai de duritatea piesei.

Un alt avantaj al noului procedeu constă în durata de funcţionare nelimitată a vîrfului din diamant, cu toate oscilaţiile ultrasonice la care este supus.

În cadrul încercărilor realizate, noul procedeu a permis prelungirea de la 6 la 24 de luni a duratei de utilizare a matriţelor folosite într-o fabrică de ţevi ; în plus, durata de verificare a durităţii se reduce cu circa 75%.

M.S.

Maşina de netezit şi nivelat Planette. In : Evoluzione agricole., nr. 4, 1968.

Planette este o maşină purtată pe tractor, permiţînd executarea lucrărilor de nivelare a suprafeţei terenului, în mod economic şi rapid.

La partea anterioară a şasiului monogrindă sînt dispuse cîrligele pentru legarea la tractor, iar la cealaltă extremitate este fixată portlama orientabilă orizontal pe 360°, pentru a permite ca lama să poată lua şase poziţii de lucru diferite : frontală, înclinată la dreapta şi la stînga şi răsturnată înapoi în aceleaşi trei poziţii de lucru, plus o poziţie de înclinare maximă în vederea reducerii gabaritului de transport.

Pentru a se uşura folosirea maşinii se poate fixa de şasiu, la partea dinapoi, un semişasiu în formă de A pe două roţi, cu pneuri orientabile şi reglabile, pentru a se putea prestabili adîncimea de lucru.

Lungimea maximă a maşinii este de 3,80 m. Lăţimea lamei este de 2,00—2,50 m, iar lăţimea în timpul transportului de 1,70 m.

Maşina este construită de întreprinderea Officine Meccaniche Papi.

O.M.

Maşină de frezat universală pentru scule. In : Maschinenmarkt, nr. 10, 1968.

Maşina de frezat considerată, poate fi utilizată în mod universal, permiţînd fabricaţia raţională a sculelor, dispozitivelor, calibrelor, formelor, plăcilor tăietoare şi ştanţelor şi, în afară de aceasta, poate fi folosită ca maşină pentru o singură operaţie în fabricaţia de serie.

Cele 18 avansuri automate au raţia 1,25. Domeniul avansurilor merge de la 8 pînă la 400 mm/min, iar pentru deplasarea rapidă are un avans de 1 400 mm/min în toate cele trei direcţii. Cursele de lucru cu avans automat sînt : 400 mm cea longitudinală, 250 mm cea transversală şi 350 mm cea verticală.

Sistemul de avansuri automate este asigurat cu ajutorul unui cuplaj de suprasolicitare reglabil. Maşina are 12 turaţii ale frezei, de la 50 pînă la 2 240 rot/min. Toate organele de deservire — chiar şi dispozitivul de schimbare a sculelor — sînt concentrate pe o singură parte a maşinii. Reglajul turaţiei şi al avansului poate fi citit simultan. Echipamentul electric este executat conform normelor VDE şi concentrat într-un cofret închis. Ghidajele şi axul principal sînt protejate împotriva aşchiilor şi a impurităţilor prin acoperire; toate ghidajele sînt reglabile. Maşina este echipată, în construcţia de serie, cu o scară gradată cu diviziuni milimetrice.

Dimensiunile suprafeţelor de prindere sînt : 200 × 630 mm pe verticală şi 250×630 mm pe orizontală.

O.M.

O cositoare rotativă daneză. In : Farm Mechanization and Buildings, nr. 222, 1968.

Particularitatea cositorii rotative daneze cu două discuri (J. F. Grasshoper), cu lăţimea de lucru de 1,5 m, o constituie poziţia axelor discurilor tăietoare pe ambele laturi ale liniei mediane a barei susţinătoare, pe cînd de obicei axele se amplasează pe această linie.

Se consideră că o astfel de amplasare simplifică transmisia prin curea, reduce sarcinile de şoc şi vibraţiile şi previne înţepenirea pietrelor între discuri.

Pe fiecare disc, care se roteşte cu turaţia de 1 670 rot/min, sînt montate prin articulaţii cîte patru cuţite care la întîlnirea cu un obstacol se retrag în locaşuri adecvate. Muchia anterioară a barei de susţinere este teşită şi din această cauză particulele de sol nu se înfundă sub ea.

Înălţimea de tăiere este de la 2,5 pînă la 12,5 cm, fiind reglabilă cu ajutorul unor glisoare.

Maşina posedă şi un dispozitiv elastic de siguranţă, care împinge înapoi discurile tăietoare, împreună cu bara de susţinere, în cazul întîlnirii obstacolelor mari.

O.M.

Maşină cu productivitate înaltă pentru fabricaţia de serie a electrozilor maşinilor de prelucrare prin electroeroziune. S. G. Kandaian şi K. A. Mndjoian. In : Stanki i instrument, nr. 12, 1968.

Utilizarea maşinior de prelucrare prin electroeroziune este limitată datorită dificultăţilor de fabricaţie a sculelor — electrozi de grafit. În scopul ameliorării acestei situaţii s-a construit maşina MA—459 pentru prelucrarea suprafeţelor de lucru ale electrozilor prin metoda copierii prin vibraţii.

Schema cinematică a maşinii este prezentată în figura 1. Vibraţiile sculei sînt comandate de capul de copiere. Extremitatea arborelui *1* al capului de copiere are forma unui fus excentric, introdus în bucşa excentrică *2*. Bucşa excentrică este montată pe rulmentul *3* în planşaiba *4*, care este articulată de batiul maşinii prin intermediul paralelogramului dublu *5*. Datorită acestui sistem oscilant de transmisie, planşaiba *4* cu scula — prototip *6*, fabricată pe o maşină de prelucrare prin impulsuri electrice, execută o mişcare plan — paralelă, la rotirea arborelui; fiecare punct al sistemului oscilant descrie o circumferinţă, a cărei rază este egală cu excentricitatea totală $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ a cuplului arbore-bucşă. Pentru modificarea frecvenţei de oscilaţie, antrenarea este realizată de un electromotor cu patru viteze.

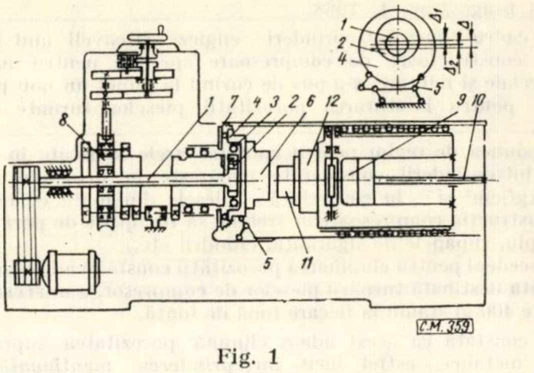


Fig. 1

Planşaiba *4* este prevăzută cu lagărul cu bile *7*, avînd rolul de a preveni blocarea sculei în timpul prelucrării electrodului. Ca urmare, dimensiunile transversale ale electrozilor depind de amplitudinea de vibraţie a sculei. Pentru reglarea amplitudinii de vibraţie, capul de copiat este cuplat cu mecanismul planetar *8*. Reglajul se execută modificînd excentricitatea totală, prin rotirea bucşei *2* în raport cu extremitatea excentrică a arborelului *1*.

Electrodul semifabricat *11* este fixat în planşaiba *12* a păpuşii mobile. Avansul semifabricatului este comandat de cilindrul hidraulic *9*, care este plasat tot pe păpuşa mobilă şi se deplasează pe ghidaje de rostogolire. Tija *10* a pistonului cilindrului *9* este prinsă de batiu. Sarcina axială de stringere a sculei este controlată de o supapă de reducere şi un drosel.

Maşina este înzestrată cu un dispozitiv de îndepărtare a prafului rezultat la prelucrarea electrozilor. În sistemul hidraulic al maşinii este inclus un mecanism care permite desprinderea periodică a sculei de electrodul prelucrat, în scopul înlăturării mai eficiente a prafului. Pentru mărirea rezistenţei maşinii, batiul este turnat din fontă de calitate superioară, cu pereţi groşi. Transmiterea vibraţiilor batiului este prevenită prin fixarea maşinii pe soclu prin intermediul unor garnituri de cauciuc special.

Încercările efectuate cu maşina MA—459 au demonstrat o rigiditate corespunzătoare a sistemului maşină-piesă-sculă şi o precizie dimensională de execuţie în limitele ± 0,05 mm.

Caracteristicile tehnice ale maşinii sînt următoarele :

dimensiunile maxime ale semifabricatului, mm 200×200× ×200;

numărul de vibraţii ale sculei, pe minut 476; 720; 940; 1 440;

limitele de reglaj al amplitudinii de vibraţie a sculei, mm . . . . 0...5;

cursa păpuşii, mobile, mm 490;

diametrul planşaibei pentru sculă, mm . . 300;

puterea electromotoarelor, kW :

— pentru antrenarea capului de copiat . .9; 7; 6; 4, 6;

— pentru sistemul hidraulic 2, 8;
— pentru dispozitivul de îndepărtare a prafului 4,5;
productivitate, cm^3/min. . . . . .180—200;
gabarite, mm . . . . 2 485×1 250××1 750
greutatea, t . . . . .5,8.

G.Z.

Dispozitiv de stringere. P. D. Popov. In: Maşinostroitel, nr. 11, 1968.

Pentru a obţine repartiţia uniformă a încărcării pe lagărele cu rostogolire, a simplifica fabricaţia şi a asigura funcţionarea lină, s-a realizat un dispozitiv de prestrîngere a acestor lagăre.

Dispozitivul (fig. 1, *a*) cuprinde placa cilindrică *1*, inelul mobil *2* şi inelul imobil de sprijin *3*. În figura 1, *b* se arată dispozitivul montat în stare liberă, fără inelul *3*, al cărui rol este exercitat de proeminenţa inelară a corpului *4* al lagărului. În această stare, placa cilindrică se sprijină pe diametrul exterior. Pe măsura strîngerii piuliţei *5*, placa *1* se deformează, asigurînd prestrîngerea rulmenţilor *6* (fig. 1, *c*).

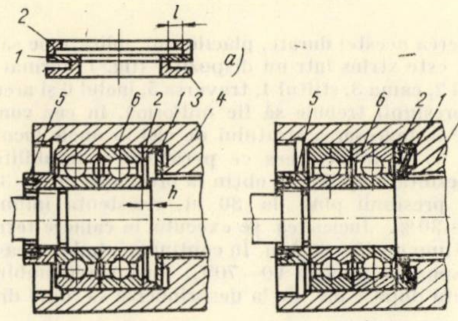


Fig. 1

Prin deformare, diametrul exterior al plăcii se micşorează şi, chiar la deformări locale inegale, încărcarea rulmenţilor este uniformă, deoarece distanţa *l* (fig. 1, *a*) nu se modifică prin strîngerea piuliţei *5*. Jocul axial *h* de la montajul în stare liberă (fig. 1, *b*) este consumat integral prin strîngerea piuliţei pînă la capăt. În cazul cînd jocul axial nu este total eliminat, strîngerea trebuie asigurată cu o contrapiuliţă. Metoda exclude apariţia respectiv mărirea jocului prin uzarea treptată a rulmenţilor, datorită tensiunii exercitate de placa *1* deformată.

La calculul grosimii *s* a plăcii cilindrice şi al jocului axial *h* s-a ţinut seamă de diametrele exterior *D* şi interior *d* ale plăcii, de ajustajul rulmenţilor în corpul lagărului şi de sarcina necesară prestrîngerii. De exemplu, pentru placa cu diametrele $D = 100$ mm şi $d = 72$ mm, la un ajustaj cu frecare conform clasei întîi de precizie, a rezultat $s = 0,9$ m şi $h = 1,4$ mm.

G.Z.

Maşini pentru producţia de făină de erbacee. V. Iu. Lapenas. În: Traktori i selhozmaşini, nr. 12, 1968.

Procesul tehnologic cel mai răspîndit de producere a făinii de erbacee comportă cosirea ierbii executată simultan cu încărcarea în mijloace de transport, uscarea şi măcinarea, granularea făinei, colectarea şi depozitarea. În legătură cu îmbunătăţirea acestui proces, au fost concepute noi maşini.

Astfel, Institutul tehnico-ştiinţific pentru mecanizarea şi electrificarea agriculturii din R.S.S. Lituaniană a proiectat secerătoarea-tocătoare KIK—1,4 destinată cosirii şi încărcării ierbii. Maşina realizează segmente cu lungimea cuprinsă între 13 şi 50 mm, lungimea de 20 mm fiind în proporţie de 67—79%. Raza de acţiune a secerătoarei este de 1,4 m, productivitatea — aproape 1 ha/h, greutatea 1 535 kg. Antrenarea organelor de lucru ale secerătorii este asigurată de un tractor din clasa 1,4 t.

Pentru unele operaţii următoare s-a realizat agregatul AVM—0,4, cuprinzînd un transportor, toba de uscare, ciclonul pentru antrenarea segmentelor, moara cu branşamentul de încărcare şi dispozitivul de colectare. Procesul de uscare şi granulare durează cîteva minute. Caracteristicile tehnice ale agregatului AVM—0,4 sînt următoarele: debitul de apă evaporată — 1 500 l/h, productivitatea la uscarea materialului cu umiditate de 8—10% — 750 kg/h, productivitatea la făină uscată —0,4 t/h, consumul de căldură pentru a evapora 1 l de apă — 800 kcal, consumul de combustibil — — 120 kg/h, puterea instalată a echipamentului electric — 63,3 kW, puterea necesară a substanţei de transformatoare— 100 kW, lungime — 10 m, lăţime — 7,7 m, înălţime — 6,3 m, greutate — 9 300 kg.

Tot pentru operaţii ulterioare cosirii s-a introdus şi agregatul AVM — 1,5, cu productivitatea de 1,5 t făină uscată pe oră, necesitînd o sporire de circa trei ori a consumului de combustibil şi de energie electrică, la acelaşi consum de căldură.

Pentru granularea făinei au fost create instalaţiile OGH—0,8 şi OGM—1,5. În aceste instalaţii făina este presată în formă de tije cilindrice, prin orificiile radiale ale unor matriţe inelare. Din tijele cilindrice se debitează granule la lungimea necesară, ce sînt ulterior răcite în curent de aer şi sortate.

G.Z.

Cuţite cu suprafaţă cilindrică de degajare. A. N. Reznikov şi I. Ia. Kozin. In: Stanki i instrument, nr. 12, 1968.

La Institutul politehnic din Kuibîşev s-a elaborat construcţia unor cuţite cu suprafaţă cilindrică de degajare, cu plăcuţe, de aliaj dur (fig. 1, a) şi cu vîrf cilindric executat din acelaşi material T 15 K 6 sau T 14 K 8 (fig. 1, b). Parametrii geometrici ai muchiilor aşchietoare au fost determinaţi conform dispunerii plăcuţei sau vîrfului în raport cu coada şi profilul suprafeţei respective de aşezare. Unghiul de degajare γ al cuţitelor se realizează prin rotirea plăcuţei sau vîrfului în planul vertical, iar unghiul în plan φ — prin rotirea în planul orizontal. Unghiul de aşezare α se obţine prin ascuţire sau prin plasarea convenabilă a elementului de aşchiere. Muchia aşchietoare este executată după o curbă în spaţiu, cu proiecţie eliptică pe planul de bază. Ca urmare, unghiurile γ, φ, α şi unghiul de înclinare a muchiei λ au valori deosebite în diferite puncte ale muchiei.

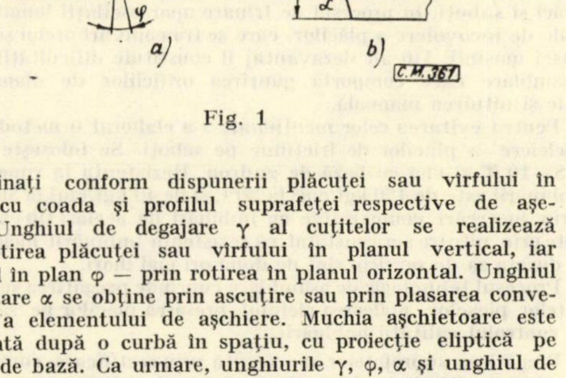


Fig. 1

Dependenţa unghiurilor menţionate faţă de parametrul unghiular μ ce precizează poziţia punctelor pe muchie este arătată în figura 2. Variaţia simetrică în raport cu valoarea zero a unghiului φ la vîrful muchiei determină micşorarea secţiunii şi forţei de aşchiere, însă înrăutăţeşte transferul de căldură. Pentru mărirea durabilităţii s-a recurs la majorarea valorilor unghiului de degajare.

Regimul de aşchiere corespunzător noilor cuţite este superior celui folosit la cuţitele obişnuite. De exemplu, pentru obţinerea calităţii suprafeţei prelucrate conform clasei a cincea de precizie, se utilizează avansul de 0,75 mm/rot la cuţitul cu suprafaţă cilindrică de degajare construit la unghiurile $\varphi = 18°$ şi $\alpha = 8°$, faţă de 0,5 mm/rot pentru cuţitul obişnuit, cu vîrf rotunjit la raza $r = 2$ mm şi cu unghiul $\varphi = 45°$. În procesul de lucru, contactul cuţitului cu piesa se realizează în diferite plane orizontale (pe înălţime). La strunjirea exterioară cu cuţitele prezentate este exclusă vibraţia pieselor cu raport relativ ridicat între lungime şi diametru. La prelucrarea arborilor cu caneluri s-a constatat că durabilitatea cuţitelor cu suprafaţă cilindrică de degajare depăşeşte de 5—6 ori durabilitatea cuţitelor obişnuite cu raza de 1,5 mm la vîrf.

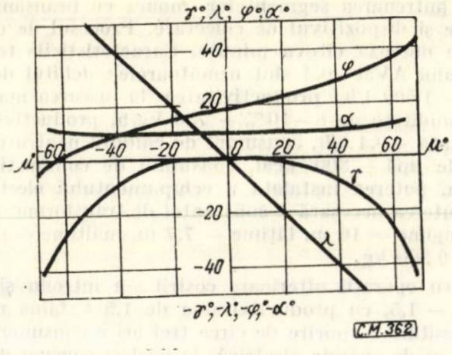


Fig. 2

G.Z.

Îmbinări încleiate în ansamblurile maşinilor. V. F. Krasnikov, Sghibnev, A. S. şi Rebrov, E. A. In : Maşinostroitel, nr. 11, 1968.

Larga răspîndire a îmbinărilor încleiate în construcţia de maşini are o serie de avantaje faţă de îmbinările nituite, sudate şi lipite : posibilitatea de îmbinare a materialelor eterogene, simplitatea procesului tehnologic şi rezistenţa mecanică înaltă a îmbinării. Metoda de încleiere prezintă o eficienţă superioară la asamblarea plăcilor de fricţiune cu saboţii frînelor din componenţa maşinilor rotative.

La prinderea plăcilor de fricţiune pe saboţi prin nituri de cupru, oţel sau aluminiu, concentrarea tensiunilor manifestată în timpul frînării provoacă distrugerea rapidă a plăcilor în zonele de nituire. Datorită contactului neuniform dintre plăci şi saboţi, în procesul de frînare apar oscilaţii longitudinale de încovoiere a plăcilor, care se transmit arborelui şi carcasei maşinii. Un alt dezavantaj îl constituie dificultăţile de asamblare care comportă găurirea orificiilor de diametru mic şi nituirea manuală.

Pentru evitarea celor menţionate s-a elaborat o metodă de încleiere a plăcilor de fricţiune pe saboţi. Se foloseşte clei VS—10 T şi clei cu bază de gudron. Rezistenţa la rupere a îmbinării este de 170 kgf/cm² la 20°C şi de 40 kgf/cm² la 300°C. Prin încercări comparative cu îmbinări de acelaşi tip executate prin nituire s-a constatat că rezistenţa îmbinării încleiate şi durata sa de serviciu sînt de două ori mai mari.

Procesul tehnologic de asamblare cuprinde pregătirea suprafeţelor pieselor, aplicarea cleiului, presarea plăcilor pe saboţi şi controlul calităţii îmbinării.

Pregătirea suprafeţelor se execută prin rectificare, curăţare cu perii metalice şi sablare. Capacitatea de adeziune a suprafeţelor este substanţial îmbunătăţită prin tratare cu soluţie de acid ortofosforic. Calitatea suprafeţelor trebuie să corespundă clasei a patra de precizie, asigurînd buna aderenţă a cleiului. După prelucrarea mecanică, suprafeţele sînt degresate cu acetonă, benzină sau alţi solvenţi şi uscate în aer timp de 10—15 min.

Pe suprafeţele curăţate se aplică un strat uniform de clei, cu pensula sau spatula. În acest fel se realizează continuitatea acoperirii şi grosimea egală a stratului pe întreaga suprafaţă. Consumul de clei este de 150—200 g/m². Stratul depus este menţinut în aer la 20—25°C timp de 30 min.

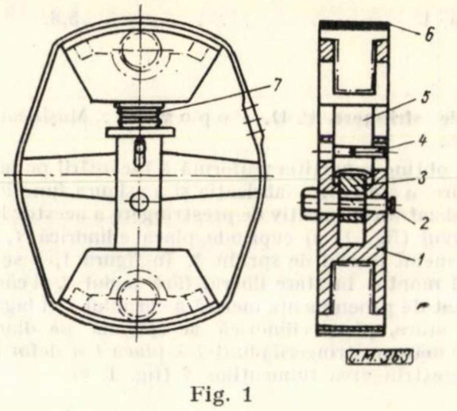


Fig. 1

După trecerea acestei durate, plăcile sînt aplicate pe saboţi şi ansamblul este strîns într-un dispozitiv (fig. 1) format din inima 1, axul 2, cama 3, ştiftul 4, traversa 5, inelul 6 şi arcul 7. Repartiţia presiunii trebuie să fie uniformă, în caz contrar ajungîndu-se la îngroşarea stratului de clei în unele locuri şi la subţierea sa în altele, ceea ce periclitează durabilitatea îmbinării. Rezultate optime se obţin la presiunea de 1—3 at ; la creşterea presiunii pînă la 30 at, rezistenţa îmbinării scade cu 20—30%. Încleierea se execută în camere termice la 180±5°C timp de 45—60 min. În continuare, îmbinarea este răcită în dispozitiv pînă la 60—70°C. Încărcarea îmbinării poate fi făcută după 8 ore de la desprinderea sa din dispozitiv.

La controlul calităţii îmbinării se verifică în primul rînd ajustarea corectă a suprafeţelor încleiate de-a lungul întregii lipituri. Îmbinarea este apoi încercată la desprindere, la temperatura camerei, sarcina aplicată depăşind de 1,5—2 ori sarcina nominală de lucru. În sfîrşit, se execută încercarea la rupere a îmbinării.

G.Z.

Maşină de rectificat rotund fără vîrfuri, de precizie. În : Maschinenmarkt, nr. 10, 1968.

Noile maşini de precizie pentru rectificat rotund fără vîrfuri, descrise în articol, se deosebesc de construcţiile uzuale prin dispunerea verticală a axelor discurilor.

Această formă constructivă caracteristică este o consecinţă care rezultă din fenomenele cinematice complexe ce apar la rectificarea fără vîrfuri, fenomene de a căror dirijare sigură depind rezultatele prelucrării.

În tehnologia rectificării apar dificultăţi datorită marelui număr de variabile care trebuie reduse la două, trei, pentru a putea fi dirijate cît mai bine.

Condiţia menţionată se poate obţine cu ajutorul maşinii considerate, deoarece construcţia respectivă asigură aplicarea neîntreruptă a piesei pe discul de reglare şi rigla de reazem. În plus, se pot adopta uşor dispozitive de alimentare şi de evacuare, creîndu-se astfel posibilitatea desfăşurării aproape automate a procesului de rectificare.

În fine, cu maşina menţionată s-a reuşit să se controleze dimensiunile necesare la rectificarea pieselor şi să se menţină automat suportul sculei în poziţia corespunzătoare.

S-a ajuns astfel la o rectificare completă automată la dimensiunea dorită.

O.M.

Un nou procedeu de rectificare fără vîrfuri. G. A. Bayley. În: Engineers'Digest, aprilie 1968.

De multe ori se poate extinde posibilitatea de utilizare a unei maşini-unelte, aplicînd unele modificări simple. Astfel, o maşină obişnuită de rectificat cilindric poate fi uşor adaptată pentru a realiza operaţii de rectificare cilindrică fără vîrfuri, adică rectificarea părţilor cilindrice ale unei piese fără a fi nevoie ca aceasta să fie fixată între vîrfuri sau cu ajutorul unei mandrine.

Modificările necesare apar în figura 1 (*1*-suport magnetic; *2*-cap portpiesă; *3*-disc de rectificat; *4*-piesă; *5*-suport cu patine). Pe capul portpiesă se montează un suport circular magnetic antrenat în mişcare de rotaţie de capul maşinii. Pe masa maşinii se montează suportul *5* prevăzut cu două patine reglabile. Piesa de rectificat se sprijină pe cele două patine fiind aplicată pe suportul magnetic care o antrenează în mişcare de rotaţie. Se imprimă maşinii turaţia şi avansul necesare caracteristicilor piesei şi operaţiei de executat. În acest fel, piesa este prelucrată mai repede decît în cazul prelucrării între vîrfuri. În timpul operaţiei, piesa capătă forma necesară în mod gradat, datorită acţiunii discului de rectificat şi poziţiei celor două patine. Materialul acestora este funcţie de piesa de rectificat, iar pentru evitarea unei posibile atingeri a discului magnetic, lăţimea lor este inferioară celei a piesei.

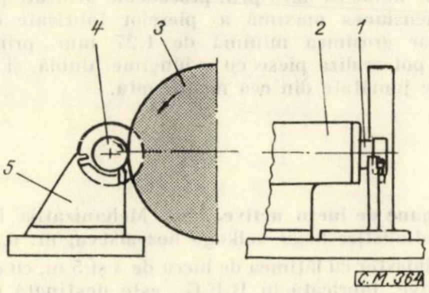


Fig. 1

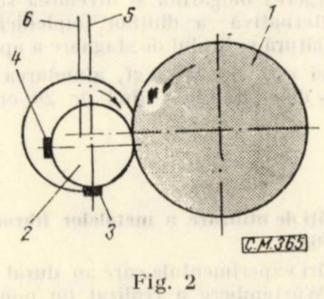


Fig. 2

Acţiunea de corectare necesară se realizează prin reglarea convenabilă a poziţiei patinelor; astfel, dacă piesa este prinsă ca în figura 2 (*1*-disc de rectificat; 2-piesă; *3*-patină anterioară; *4*-patină posterioară; *5*-axa piesei; *6*-axa de rotaţie), se obţine mai des o acţiune de rectificare şi nu de corectare, întrucît dacă o asperitate se sprijină pe patina posterioară, discul va săpa în piesă o cavitate.

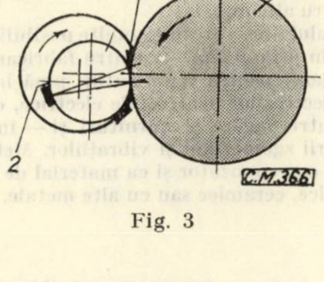


Fig. 3

Dacă patinele sînt dispuse însă ca în figura 3 (*1*-disc; *2*-punct opus discului; *3*-punct opus patinei posterioare), se obţine o acţiune de corectare care reduce în mod gradat eventualele proeminenţe sau scobituri. Practic, apare o poziţie limită a patinei inferioare sub care pot apărea vibraţii; cea anterioară trebuie plasată cît mai departe de patina posterioară şi cît mai aproape posibil de discul de rectificat.

M.S.

Sudarea cu jet de plasmă la îmbinarea rosturilor şi la încărcări. O. Schimitt. In: Schweissen und Schneiden, nr. 9, 1968.

Procedeul cu jet de plasmă, spre deosebire de procedeul WIG, poate fi folosit la îmbinarea tablelor cu grosimea între 3 şi 10 mm prin sudare dintr-o singură parte, fără să fie necesară vreo prelucrare a marginilor tablelor. În felul acesta productivitatea poate fi dublată. În prezent, procedeul este folosit la fabricarea ţevilor prin sudare longitudinală după generatoare, în construcţii de cazane şi aparate etc. La sudarea ţevilor din oţel inoxidabil 18/8 Cr/Ni, cu grosimea pereţilor între 4 şi 6,5 mm, cusătura se obţine într o singură trecere, fără îngroşare la suprafaţă, ci numai cu o mică îngroşare la rădăcină (pînă la 0,5 mm grosime). La ţevi de 10 mm diametru şi de 0,5 mm grosime se obţine o viteză de sudare de 5,8 m/min. Avantajele deosebite ale procedeului constau în faptul că se obţine o pătrundere sigură şi o formare uniformă a unei îngroşări reduse la rădăcină. Sudarea cu jet de plasmă se aplică şi la îmbinări circulare ale ţevilor de oţel inoxidabil 25/20 Cr/Ni la care grosimile de perete pînă la 6 mm se sudează în I, într-o singură trecere.

Jetul de plasmă este folosit şi la încărcări unde — faţă de procedeele obişnuite — se pot obţine productivităţi pînă la de patru ori mai mari. Grosimea depunerii poate fi menţinută în toleranţe foarte strînse (de 0,1 mm); de asemenea suprafaţa obţinută este netedă, nefiind necesare prelucrări ulterioare. Încărcarea se execută la piese astfel poziţionate încît depunerea să fie efectuată orizontal. Pătrunderea în materialul de bază este, de asemenea, foarte redusă, astfel încît materialul de adaos nu este impurificat prin diluare cu materialul de bază. Chiar în cazul unor încărcări cu grosimea de 3—4 mm şi la o preîncălzire a materialului de bază la 500°C, se obţin pătrunderi cu adîncimea maximă de 0,2—0,3 mm. Aceasta atrage după sine faptul că nu mai este necesară încărcarea în straturi multiple pentru asigurarea rezistenţei necesare la uzură şi la corodare.

În prezent, încărcarea cu jet de plasmă este folosită la producţia de serie a scaunelor supapelor de motoare. Discurile se preîncălzesc la o temperatură cuprinsă între 350 şi 500°C, în cuptoare, după care încărcarea este executată în mod continuu, cu rotirea mecanizată a discului. Pentru încărcare se folosesc aliaje pe bază de cobalt sau nichel cu adaos de bor şi crom (între 15 şi 20%), ceea ce conferă discurilor supapelor o mare rezistenţă la şocuri şi la temperaturi înalte. Operaţia este avantajoasă cînd diametrele discurilor depăşesc 50 mm.

I.V.

Sudarea de îmbinare cu jet de plasmă prin efect de gaură. W. Irmer şi S. König. In: Schweisstechnik, nr. 11, 1968.

În cadrul Institutului de tehnică a sudării de la şcoala superioară Otto von Guericke din Magdeburg, a fost experimentată sudarea de îmbinare a tablelor cu grosimea de 3—10 mm prin jet de plasmă, fără folosirea metalului de adaos. Îmbinările cu plasmă se caracterizează prin faptul că, în cursul procesului de sudare, jetul de plasmă produce în îmbinare, în lungul liniei de sudare, o gaură pătrunsă, iar în spatele acestui jet, prin tensiunea superficială a băii lichide se reuneşte metalul topit formîndu-se sudura. Ca sursă de energie au fost folosite două grupuri de sudare kW 360 legate în serie. Comanda procesului de sudare a fost făcută cu instalaţia în mediu de gaz protector WSH-III-E, cu arzătorul montat pe un tractor. Arzătorul folosit a fost prevăzut cu trei curenţi de gaz: un gaz plasmagen care scaldă electrodul de wolfram, un gaz de focalizare îndreptat asupra jetului printr-o serie de găuri concentrice cu gaura centrală şi un gaz de protecţie în jurul celorlalte două gaze. Gazul de focalizare are misiunea de constrictare suplimentară a jetului de plasmă care iese din gaura centrală. Pentru mărirea energiei de ionizare şi micşorarea conductivităţii termice, gazul de focalizare conţine şi o cantitate de 10% hidrogen, care se adaugă în argon. Prin încercări s-a constatat că debitul de gaz plasmagen (argon pur) are o importanţă hotărîtoare în formarea corectă a cusăturii sudate. De exemplu, pentru grosimea de 10 mm la tablă din oţel crom-nichel, debitul optim este de 2,45 l/min; sudura se realizează cap la cap, fără rost, sau eventual cu un rost pînă la 1 mm între table (pentru grosimile de 8—10 mm). Tablele de oţel inoxidabil, de 3—10 mm, pot fi sudate cu un curent de 150—160 A la tensiuni între 29 şi 35 V, cu viteze de sudare cuprinse între 41 şi 18 cm/min. Ţinînd seamă de aceste viteze şi de energia dezvoltată de arcul de plasmă, energia liniară de sudare, pentru grosimile de 3—10 mm, variază între 106 şi 311 Ws/cm. Gazul plasmagen trebuie menţinut în limite stricte şi pentru grosimile menţionate; debitul trebuie variat între 1,3 şi 2,45 l/min. Rezistenţa la tracţiune obţinută a variat între 60 şi 76 kgf/mm^2, obţinîndu-se unghiuri de îndoire de 180°, indiferent dacă îndoirea a fost făcută pe partea superioară sau pe cea inferioară a rostului îmbinării. Aceleaşi rezultate bune s-au obţinut şi la sudarea nichelului de 5 mm grosime. La sudarea oţelului de construcţie, s-a observat că este necesar să fie folosit şi metal de adaos; în caz contrar, cusătura prezintă defecte, deoarece se formează crestături la marginea superioară, iar la rădăcină se formează porozităţi.

I.V.

Recondiţionarea pieselor prin sudare cu microplasmă. B. I. Sneider. In: Avtomaticeskaia svarka, nr. 10. 1968.

Armăturile pentru mediile agresive se confecţionează din oţel inoxidabil, după care suprafeţele active se încarcă cu stelit, iar apoi sînt supuse operaţiei de şlefuire. În multe cazuri, unele piese prezintă microdefecte din cauza încărcării cu stelit; repararea acestor microdefecte nu este admisibilă deoarece încălzirea cu arcul electric sau cu flacără duce la deformaţii, iar îndreptarea lor după sudare nu este permisă din cauza neobţinerii dimensiunilor iniţiale.

În cadrul Institutului de sudură electrică E. O. Paton — Kiev a fost elaborată tehnologia de sudare cu microplasmă pentru recondiţionarea unor astfel de piese care formau un rebut sigur. Ţinînd seamă că la procedeul cu microplasmă curenţii de sudare sînt foarte reduşi (0,5 — 10 A), ceea ce dă posibilitatea obţinerii unui ac de jet foarte subţire, s-a încercat recondiţionarea armăturilor cu microdefecte, obţinîndu-se, rezultate pozitive. Jetul de plasmă fiind concentrat asupra unei suprafeţe extrem de reduse, poate fi realizată o încălzire locală care topeşte metalul într-un volum foarte redus, fără să influenţeze zonele înconjurătoare sau piesa de recondiţionat. Se formează o microbaie de sudură care, după solidificare, nu necesită absolut nici o prelucrare, suprafaţa fiind netedă şi lipsită de orice fel de defecte. Prin acest procedeu pot fi recondiţionate sertare de distribuitoare, scaune de supape şi diverse armături.

I.V.

Procedeu cu ceară pierdută pentru formarea pieselor refractare complexe. In: Engineers' Digest, iulie 1968.

Piesele din metale refractare, ca tungstenul şi molibdenul, sînt realizate în prezent prin procedeele metalurgiei pulberilor, în cazul formelor simple fabricaţia reducîndu-se la presarea pulberii refractare în matriţe din oţel călit înainte de sinterizare la temperaturi înalte; în cazul formelor complexe sînt necesare însă prelucrări mecanice ulterioare tratamentului termic.

Pentru a se reduce la minimum operaţiile de prelucrare mecanică a fost pus la punct un nou procedeu de formare, bazat pe fluidizarea pulberii prin amestecare cu ceară. Amestecul format este injectat la presiune redusă într-o formă şi, după ce piesa formată a fost sinterizată, ceara este evaporată, iar piesa rămîne solidificată.

Se obţine astfel o piesă impermeabilă la gaze, cu o suprafaţă netedă, de densitate apreciabilă şi avînd o rezistenţă transversală de 35—42 kgf/mm^2.

Întrucît formarea se face la o presiune redusă şi uniformă, se pot realiza filete, găuri etc. prin operaţia iniţială de formare, fără a mai fi nevoie de o prelucrare mecanică ulterioară.

Matriţele utilizate sînt relativ puţin costisitoare, iar uzura lor e neglijabilă. Costul fabricaţiei se poate reduce pînă la 30% în funcţie de numărul de piese.

Mai trebuie notat că dacă prin procedeele utilizate pînă în prezent dimensiunea maximă a pieselor fabricate era de 10,16 cm, iar grosimea minimă de 1,27 mm, prin noul procedeu se pot realiza piese cu o lungime dublă şi avînd o grosime pe jumătate din cea menţionată.

M.S.

Grapă cu organe de lucru active. In: Mehanizaţiia i elektrifikaţiia soţialisticeskogo selkogo hozeaistva, nr. 6, 1968.

Grapa Soilmaster cu lăţimea de lucru de 4 şi 5 m, cu organe de lucru active, fabricată în R.F.G., este destinată pentru pregătirea solurilor de toate tipurile în vederea semănatului cerealelor, sfeclei de zahăr şi chiar a plantelor floricole.

Productivitatea acestei grape este de 0,8 — 3 ha/oră.

Se compune din două bare cu secţiune chesonată, care execută o mişcare rectilinie alternativă cu frecvenţa de 540 curse/min şi pe care se fixează pînă la 37 de dinţi.

Puterea necesară — 20 CP — este relativ mică, datorită înfundării şi desfundării alternative a dinţilor.

Grapa se ataşează la sistemul de suspendare în trei puncte al tractorului. Acţionarea barelor cu organele active (dinţi) se face de la priza de putere, printr-un volant care se roteşte cu aceeaşi turaţie ca şi axul.

Gradul de afînare a solului se reglează prin schimbarea vitezei agregatului.

În afară de spargerea bulgărilor şi nivelarea solului, mişcarea rectilinie alternativă a dinţilor împiedică formarea gropilor, ceea ce înlătură pericolul de stagnare a apei.

Greutatea grapei este de 240 kgf, afundarea maximă a dinţilor de oţel — demontabili — fiind de 20 cm.

O.M.

Multiplele posibilităţi de utilizare a metalelor fibroase. În: Die Technik, nr. 5, 1968.

După cercetări experimentale care au durat mai mulţi ani, o uzină din Würtemberg a realizat un nou produs — metalul fibros — pe care a început să-l livreze în mod obişnuit.

Noul material, pe bază de fibre metalice, are o structură asemănătoare pislei şi se compune dintr-o mare cantitate de fibre separate îmbinate metalic în punctele lor de încrucişare. Îmbinarea metalică se obţine printr-un proces de sinterizare sau unul asemănător.

Aspectul estetic al noului material poate fi îmbunătăţit printr-un tratament superficial corespunzător; de exemplu, prin cromare, nichelare, argintare sau smălţuire.

Metalul fibros este livrat sub formă de tablă sau lingouri. Se obţin — pînă în prezent — sub formă fibroasă, oţeluri carbon, oţeluri inoxidabile, cupru şi nichel, urmînd ca procedeul să fie extins şi pentru alte metale.

Ca aplicaţii, metalul fibros prezintă multe posibilităţi. Astfel, poate fi folosit — în primul rînd — pentru fabricarea filtrelor pentru lichide şi gaze (pentru temperaturi pînă la 800°C), a catalizatorilor, a electrozilor pentru pile electrice, ca material de construcţie pentru lagăre şi garnituri şi — în fine — în domeniul amortizării zgomotului şi vibraţiilor. Metalul fibros se pretează în mod corespunzător şi ca material de combinare cu produsele sintetice, ceramice sau cu alte metale.

M. S.

Ciocan de forjat de construcție specială. În: Rivista di Meccanica, nr. 437, 16 noiembrie 1968.

Întreprinderea Massey a realizat un tip de ciocan de forjat (Hydrostamp N $1^1/_2$) prevăzut cu o instalație hidraulică brevetată (fig. 1) al cărei principiu funcțional se bazează pe menținerea unei presiuni hidraulice constante sub piston, pe suprafața superioară a pistonului fiind aplicată fie o presiune hidrostatică superioară fie o presiune nulă.

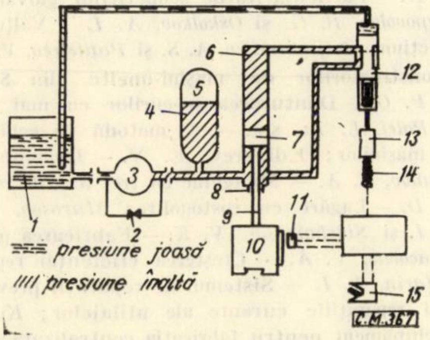


Fig. 2

O pompă cu debit constant alimentează cu lichid sub presiune un acumulator hidropneumatic, iar de aci lichidul este condus fie pe fața inferioară fie pe cea superioară a pistonului, în măsura și la momentul cerut de ciclul de lucru.

Datorită presiunii constante aplicate sub piston se obține rapida ridicare a ciocanului după lovitura activă și, în consecință, un contact de scurtă durată cu piesa, fapt ce reduce pierderile de căldură favorizînd umplerea matriței.

În timpul decelerării dinaintea impactului și de la sfîrșitul cursei de întoarcere, o parte din energia cinetică a sistemului este restituită instalației hidraulice. Acest aspect, împreună cu faptul că mișcarea este comandată prin întreruperea presiunii hidraulice și nu prin reducerea treptată a acesteia, mărește eficiența sistemului.

Numărul de lovituri pe minut poate fi reglat între 50 și 100 pentru cursa completă, ajungîndu-se la 150 lovituri/min în cazul curselor parțiale. Sistemul de comandă permite menținerea berbecului la punctul mort superior, lovituri separate (puternice sau ușoare) sau funcționarea repetată automată. Comanda se realizează printr-o comutare statică de tip electronic, fiind eliminate contactele mecanice expuse la uzură. Caracteristicile principale sînt: energia maximă pentru fiecare lovitură — 1 493 kgfm, cursa maximă 673 mm, puterea maximă a motorului 30 CP.

În figura 1, care reprezintă schema instalației hidraulice, s-a notat: *1* — rezervor; *2* — ventil cu comandă manuală pentru punerea la punct a matriței; *3* — pompă; *4* — acumulator; *5* — gaz; *6* — cilindru; *7* — piston; *8* — ghidaj; *9* — tija pistonului; *10* — berbecul; *11* — comandă; *12* — ventil principal; *13* — ventil pilot; *14* — solenoid; *15* — — întrerupător cu pedală.

M.S

Avantajele comprimării prin explozie a pulberilor metalice. In: La Machine Moderne, mai 1968.

Un nou procedeu economic pentru fabricarea din pulberi metalice a pieselor de densitate mare a fost pus la punct în S.U.A. (A. E. Daherty, J. P. Mykkanen).

Pulberea metalică ce trebuie comprimată este introdusă într-un recipient ductil, cu perete subțire. Recipientul înconjurat de substanța explozivă necesară este scufundat apoi într-un mediu incompresibil, de exemplu în apă. În momentul exploziei, presiunea pe suprafața recipientului ajunge la o valoare de ordinul a 10^6 bar.

Mărind cantitatea de substanță explozivă, densitatea piesei astfel formate crește dar numai pînă la o valoare optimă care e funcție de tipul de pulbere metalică folosită; peste această valoare, densitatea scade cu creșterea cantității de exploziv din cauza apariției fisurilor interne. Evident o mare importanță are și presiunea inițială a pulberii din recipient, aceasta mărind densitatea finală a materialului.

Pînă în prezent, procedeul a fost aplicat cu succes în cazul următoarelor materiale: tungsten, carbură de tungsten, carbură de tungsten-titan, carbură de titan, oxid de tantal, oxid de zirconiu, oxid de aluminiu, beriliu, oxid de beriliu, carbură de bor, molibden, alamă, oțel inoxidabil. Densitățile obținute sînt cuprinse între 90 și 70% din cele teoretice și se pare că pot fi obținute și valori mai mari.

Din cauza suprafeței mari de contact dintre particule, se poate reduce timpul și temperatura de sinterizare, fapt ce constituie un avantaj suplimentar al procedeului. În plus, din cauza presiunii mari, metalele ductile pot fi sinterizate la rece.

S-a mai constatat că este avantajos să se folosească particule de dimensiuni mai mari decît în cazul procedeului obișnuit de presare.

Un avantaj suplimentar al comprimării pulberilor prin explozie constă în eliminarea necesității utilizării unui liant. Investițiile necesare sînt reduse, iar utilajul folosit este simplu.

M.S.

Revista revistelor

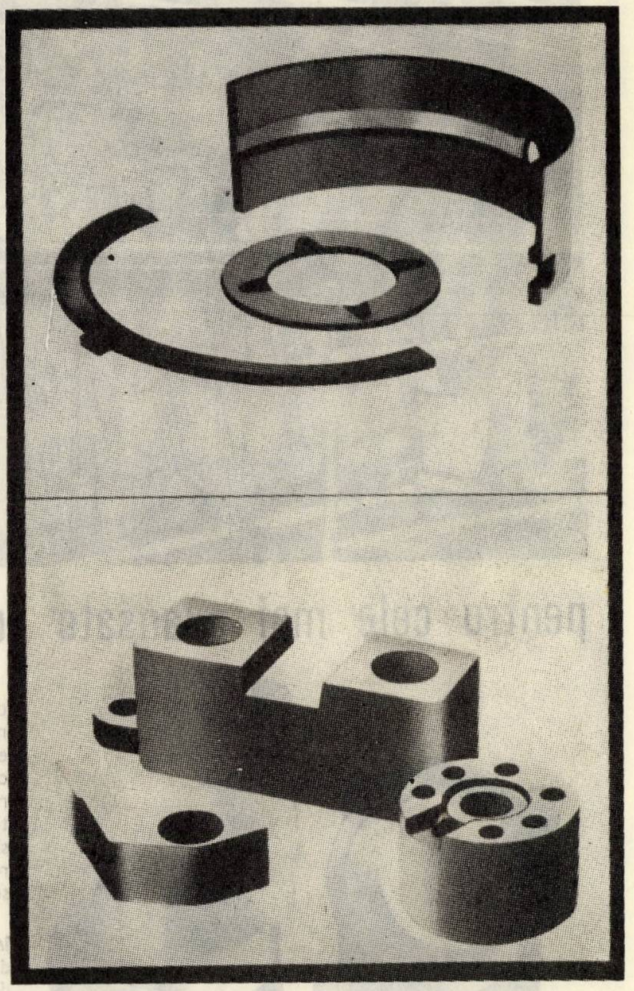
ATA (Giornale ed Atti Della ,,Associazione Technica dell' Automobile"), **nr. 9/1968** : — Note și actualități ; — Detalii în legătură cu cel mai mare VW ,,411" ; — Noutăți de toamnă în construcția de automobile ; *J. P. Norbye* — Pneuri pentru automobile în S.U.A. ; *J. D. Young, H. H. Goodman* — Creșterea utilizării materialelor plastice la Detroit ; *E. Antonelli, C. Cugiani, A. Villa* — Un dipozitiv digital-analogic pentru determinarea avansului la aprindere la motoarele de tracțiune ; *V. V. Laiok* — Influența parametrilor distribuției și a geometriei colectorului de admisie asupra umplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi ; *G. Alfieri* — Instalații de frînare pentru vehicule grele și rapide. **Nr. 10/1968** ; — Note și actualități ; — Peugeot ,,504" ; — Autotractoarele Lancia ; — Vehiculele industriale la Londra ; — Caroserii la Salonul de toamnă ; — Întreprinderile FIAT — — VAZ de pe Volga ; — FIAT-ul la Salonul tehnicii ; *F. Enrico, I. Ferraro, A. Marciante, T. Natale* — Problemele corodării la autovehicule ; *C. Marta* — Determinarea viscozității la 0°F a uleiurilor pentru motoare ; *A. Morelli* — Influența ruliului asupra condițiilor de viraj ale autovehiculelor *O. Hirao, Y. Matsuura, M. Miyabe* — Îmbunătățirea condițiilor de siguranță ale automobilului ca sistem om-mașină în timpul deplasării cu viteze mari ; *A. Russo-Frattasi* — Asupra valabilității încercărilor de durabilitate pentru organele autovehiculelor. **Nr. 11/1968** : — Două noi FIAT-Special ; — Londra 1968 : Salonul de tranziție ; — Paris 1968 : Salonul noutăților ; — Vehiculele industriale la Paris ; — Londra 1968 : Salonul vehiculelor industriale ; *M. Palazzetti* — pistă cu autoghidare pentru conducerea automată a autovechiculelor ; *L. Locati* — Evoluția tehnologică în industria construcțiilor de autovehicule ; *G. Ferrari* — Aparataj de măsură și control pentru mașinile de transfer și lanțurile de prelucrare ; *E. Antonelli* — Controlul experimental al corelației dintre cifra octanică și sensibilitatea unui combustibil și caracteristicile sale antidetonante ; *V. Arrigoni, G. Cornetti, B. Gaetani, F. Vicenzetto, F. Sezzi* — Un procedeu cantitativ de măsurare a preaprinderilor. **Nr. 12/1968** : — Detalii asupra unor vehicule grele prezentate la Salonul de la Londra ; *J. P. Norbye* — Detroit-ul și automobilele de cilindree redusă ; *N. P. Allen* — Cercetări realizate de National Physical Laboratory asupra fragilității fierului și oțelului ; B. Bianchi — Metrologia suprafețelor ; determinarea formei în cadrul controlului și cercetării industriale mecanice ; *T. Minervini* — Influența rezistențelor aerodinamice asupra costului transportului pe autostrăzi ; *E. Ferrigno* — Influența unor parametri ai vechiculului asupra proiectării instalațiilor de frînare prin inerție ; *B. Zoppi* — Teoria dispozitivelor de aprindere electronică cu acumulare de energie ; *E. Antonelli* — Caracteristicile de detonație ale hidrocarburilor parafinice, ciclice saturate și aromatice conținute în combustibilii pentru motoare de tracțiune.

M.S.

Mașinostroitel, nr. 10/1968 : Pe drumul leninist ; *Ponomarev, L. N.* și *Agheev, L. V.* — Organizarea științifică a muncii în construcția de mașini grele ; *Zvorikin, A. A.* — Probleme sociale ale activității tehnico-inginerești ; *Gladkii, V. I.* — Inginerul și activitatea în licență ; *Zaslavski, A. S.* — Asigurarea siguranței de funcționare a liniilor automate ; *Anișcenko, M. A.* — Cartotecă pentru conducător ; Consfătuire-seminar asupra schimbului de experiență în muncă ; *Krasnov, V. P., Turover, M. A.* și *Frolov, N. M.* — Dispozitiv pentru ascuțirea frezelor ; *Didenko, V. F.* — Dispozitiv pentru trasarea rizurilor ; *Șelkovii, K. I.* — Organizarea primară tehnico-științifică a institutului ; *Petrikovski, E. L.* — Automatizarea poansonării ; *Bakuli, V. N., Sagardo, A. A.* și *Orap, A. A.* — Particularitățile acoperirilor galvano-diamantine ; *Șapovolov, B. G.* și *Oskolkov, A. I.* — Vălțuitoare cu role de fricțiune ; *Nijegorodțev, A. S.* și *Panteleev, V. A.* — Inovațiile constructorilor de mașini-unelte din Saratov *Cemodanov, P. G.* — Danturarea șnecurilor cu mai mult ; începuturi ; *Palei, L. Ia.* ș.a. — O metodă de echilibrare dinamică a mașinilor ; Edigarev, E. V. — Desprăfuitoare umede ; *Gașimov, T. A.* — Menghine cu trei axe de rotație ; *Menițki, I. D.* — Lagăre cu rostogolire ; *Murosov, A. S., Karpiles, I. I.* și *Sidehmenov, V. K.* — Fabricarea pieselor tubulare ; *Jacobus, V. A.* — Creșterea eficienței reparării utilajelor ; *Harin, A. I.* — Sistemul de reparații preventive planificate și reparațiile curente ale utilajelor ; *Kuznețov Iu. I.* — Echipament pentru fabricația centralizată ; *Grușețki, G. N.* — Cap divizor universal ; *Șarova, N.* — Noi standarde ; *Steingart, M. D.* — Expoziția internațională de mașini — 1968 ; *Antropov A. V.* — Noi scule pentru alezarea orificiilor ; *Obodovski, B. A.* ș.a. — Dispozitive universale de ridicat pentru montaj ; *Șulman, P. A.* ș.a. — Ambalarea sculelor ; *Kludov, L. G.* și *Kalughin, P. E.* — Un nou tip de manșon ; *Levi, M. M.* și *Smirnov, N. V.* — Ajutor valoros pentru tehnologi. **Nr. 11/1968** : *Ivanov, D. P.* — Organizarea tehnico-științifică și problemele științifice ale construcției de mașini ; *Klimov, A. N., Karlik, E. M.* și *Gorbakon, A. A.* — Forme organizatorice de organizare științifică a muncii ; *Gusev, B. M., Rijikov, B. A.* și *Cernomor, S. T.* — Locul de muncă al lăcătușului reparator ; *Smirnov, P. V.* — Locul de muncă al montatorului radio ; *Poltev, N. V.* — Inginerul și sistemul din Saratov ; *Basin, V. N.* — Îmbunătățirea organizării muncii maistrului ; *Vihirei, A. A.* — Îmbunătățirea deservirii producției în construcția de mașini grele ; *Grigoriev, F. Ia.* — Tehnologia progresivă ; *Anderanov, D.P.* — Calculul economic în ajutorul producției ; *Stasikov, L. E.* și *Riabinin, B. V.* — Planificarea poruducției auxiliare ; *Skorik, E. D.* — Planificarea activității atelierelor auxiliare ; *Tomașpolski, I. A.* — Ateliere, sectoare, maiștri, muncitori ; *Kazakevici, Ia. V.* — Calculul cointeresării materiale ; *Pankratov, S. A.* — Experiența asigurării producției cu utilaj tehnologic ; *Ananian, V. A.* — Organizarea economiei de abraziv la uzina Lihaciov ; *Semenov, A. M.* — Experiența utilizării prețurilor pe scule ; Barinov, V. I. — Experiența muncii în depozite ; *Zilberberg, V. I., Cetverkin, S. P.* și *Dragunov, F. M.* — Mecanizarea lucrărilor de depozitare la uzina de automobile din Gorki ; *Aușev, V. F.* — Mecanizarea lucrărilor auxiliare ; *Baron, Iu. M.* — Prelucrarea magneto-abrazivă ; *Obozov, I. P.* — Nomograme pentru trasarea conturului semifabricatelor ; Artiuhov, *V. P., Kravciuk, P. I.* și *Nekrasov, P. G.* — Calc combinat ; *Krasnikov, V. F., Sghibnev, A. S.* și *Rebrov, E. A.* — Îmbinări încleiate în ansamblurile mașinilor ; *Gaevaia, L. A.* — Ecrane și măști ; *Romașov, V. M* — Combaterea zgomotului în sectoarele de revolvere automate ; *Gorelov, A. B.* — Seturi de freze ; *Saltikov, R. P.* — Dispozitiv pentru mașina portativă de găurit ; *Sokolov, B. V.* — O nouă freză frontală ; *Popov, P. D.* — Dispozitiv de strîngere ; *Cemir, A. I.* și *Volkov, A. V.* — Transmisie pneumatică cu manșoane de strîngere ; *Zelikson, M. Z.* — Noi mașini, aparate și dispozitive ; *Temkin, I. V.* — Un nou material antifricțiune.

Stanki i instrument nr. 10/1968 : *Puș, V.E.* și *Șimanovici, M. A.* — Analiza caracteristicilor lagărelor hidrostatice prin analogie; *Vasilievih, L. A.* — Creşterea preciziei strunjirii arborilor cu duritate mică; *Loskutov, V. I.* — Sistem automatizat de comandă la uzina ,,Frezer"; *Petrov, V. P.* şi *Krivoşeev, P. I.* — Sistemul de poziţionare automată al maşinii verticale de alezat model 2444; *Doghilev, V. I.* — Comutator fotoelectric; *Grin, E. A.* şi *Postonen, U. M.* — Cap de superfinisare cu transmisie pneumatică şi amplitudine reglabilă de oscilaţie; *Kiselev, G. F.* şi *Skiperskih, V. I.* — Construcţia transportoarelor liniare păşitoare; *Adam, Ja. I., Ovumian, G. G.* şi *Eidinov, M. M.* — Frezarea roţilor dinţate călite cu freze de oţel aliat; *Severilov, V. S.* — Prelucrarea roţilor dinţate cu freze-melc nedetalonate; *Hoperskov, G. V.* — Dispozitiv de grup pentru prelucrarea orificiilor roţilor dinţate; *Vitenberg, Iu. R.* şi *Kovalzon, G. M.* — Prelucrarea faţetelor la dinţii pinioanelor cu modul mic; *Rijov; M. A.* şi *Rijov, N. M.* — Degajarea de căldură la suprafaţa dinţilor pinioanelor în timpul rectificării; *Ophovski, N. V.* — Măsurarea deformaţiilor termice ale pieselor de bază ale maşinilor-unelte în procesul de rectificare; *Zimniakov, A. V.* — — Prelucrarea suprafeţelor exterioare ale inelelor cu pietre abrazive; *Dormancev, S. K.* — Algoritm universal pentru calculul profilului cuţitelor—fason *Konovalov, E.G. Cistroserdov, P, S.* şi *Neunoin, A. I.* — Rodarea suprafeţelor cilindrice exterioare cu role toroidale; *Naidici, Iu. V.* — Creşterea durabilităţii sculelor cu diamant cu liant organic; *Asterzon, N. A.* şi *Struimin, B. N.* — Durabilitatea sculelor la presarea canelurilor adînci; *Esipenko, V. D., Diner, I. G.* şi *Avrutis, M. G.* — Fabricarea pieselor de aliaje dure ale matriţelor din semifabricate de plastifiere; *Avdulov, A. N.* şi *Tabenkin, A. N.* — Noi dispozitive pentru controlul rugozităţii suprafeţelor pieselor maşinilor-unelte; *Rabinovici, G. I.* — Mecanizarea prinderii semifabricatelor pe maşinile-unelte; *Zeriţki, I. P.* — Prelucrarea filetelor trapezoidale cu mai multe începuturi, cu diametre mici.

Nr. 12/1968 : *Konopelko, E. V.* şi *Kumin, E. A.* — Micşorarea intensităţii zgomotului maşinilor orizontale de alezat; *Buşnev, V. V.* — Sarcina hidraulică a ghidajelor maşinilor grele de frezat roţi dinţate; *Kudenov, V. A.* şi *Tokobaev, S. T.* — Caracteristica de frecare la calculul dinamic al maşinilor-unelte; *Svarţman, I. S., Ponomarev, B. Ia.* şi *Nadel, G. I.* — Automat pentru tăierea tuburilor; *Kandaian, N. S.* şi *Midjoian, K. A.* — Maşină cu productivitate înaltă pentru fabricaţia de serie a electrozilor maşinilor de prelucrare prin eroziune electrică; *Branţ, M. L.* ş.a. — Unificarea echipamentului electric al maşinilor-unelte şi liniilor automate; *Martinov, G. A.* — Strunjirea prin contact electric cu încălzirea zonei de aşchiere; *Kolker, Ia. D.* şi *Dubovoi, V. I.* — Influenţa metodelor de finisare şi a microstructurii asupra rezistenţei la uzură a pieselor de fontă; *Goldfeld, M. H.* — Tarozi cu parte curbilinie de degajare şi calculul sculelor pentru detalonarea lor; *Sirotimin, A. S.* şi *Kotelnikov, V. K.* — Determinarea lungimii frezelor-melc pentru prelucrarea pinioanelor cu dinţi elicoidali pe arborele de distribuţie; *Guskov, B. S.* — Amortizor reglabil de vibraţii pentru borştange de alezat; *Reznikov, A. N.* şi *Kozin, I. Ia.* — Cuţite cu suprafaţă cilindrică de degajare; *Jumştik, M. G.* şi *Kedrov, S. S.* — Vibraţiile burghiului de ţevi la găurirea adîncă; *Jarkov, I. G.* şi *Volkov, A. N.* — Influenţa vibraţiilor asupra ondulării suprafeţelor la frezarea canelurilor; *Zopatkin, M. G.* — Momentul de răsucire la cuplarea cuplajelor cu came; *Solnikov, O. A.* ş.a. — Instalaţie pentru urmărirea prin contact a benzilor perforate; *Şreibman, S. M.* — Metode moderne de fabricaţie a roţilor dinţate cu precizie înaltă; *Ganovski, V. S.* — Analiza statistică a factorilor determinaţi ai preciziei de strunjire; *Barabolia, S. Ia.* — Dispozitiv pentru îndepărtarea faţetelor şi bavurilor; *Zikin, A. S.* şi *Amelkin, A. N.* — Cuţit de retezat lingouri de aliaje de titan; *Nivin, I. V.* ş.a. — Presarea paletelor de rotor pentru scule pneumatice.



PALIERE DE ALUNECARE
CU PEREŢI SUBŢIRI
AXIALE
CU CUZINEŢI INELARI
cu căptuşeală din aliaje de cupru şi plumb
aluminiu şi staniu,
PTFE (DU)
Poliacetal (DX)
PALIERE CU PEREŢI GROŞI
PULBERI DE METALE
PALIERE CU AUTOUNGERE
PIESE DE MAŞINI
FILTRE

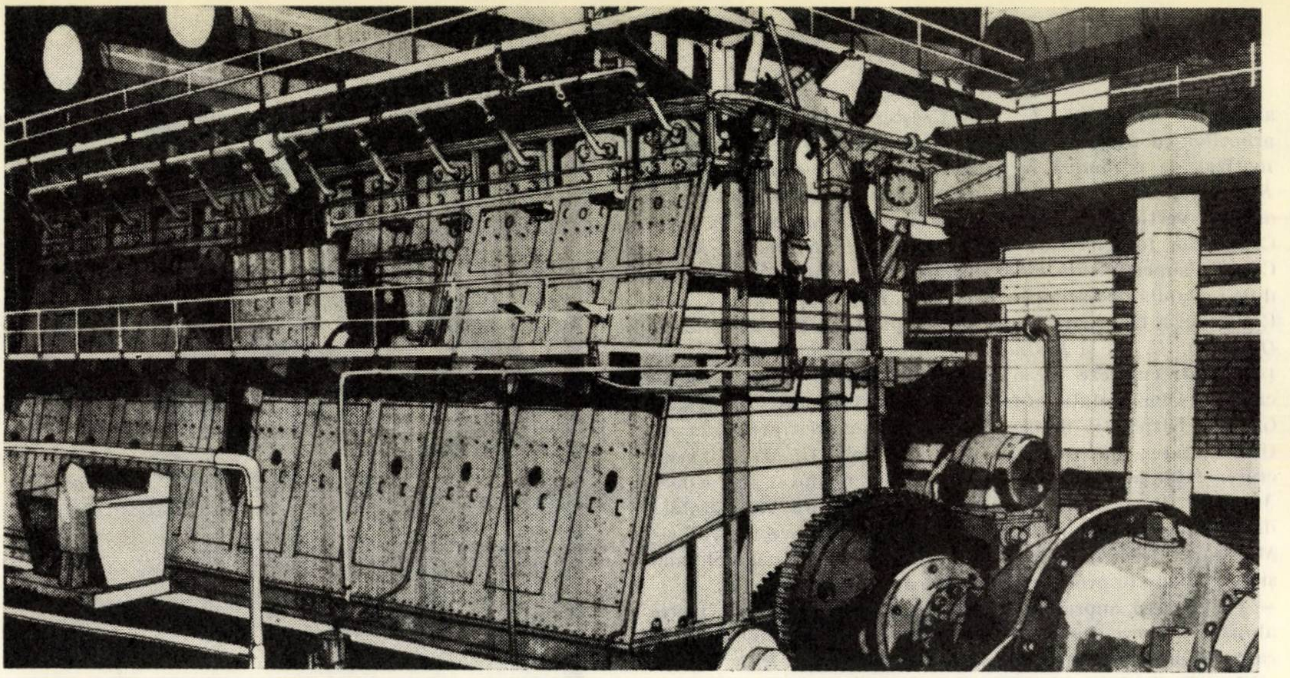
Fabrica ZVL Mokrađ
Exportă şi oferă servicii tehnice

PUBLICOM

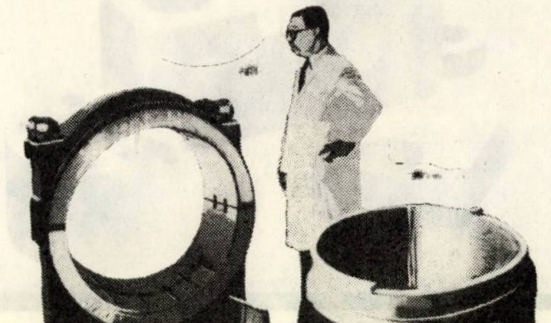
INVESTA

INVESTA PRAHA 7
tř. Dukelských hrdinu 47

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



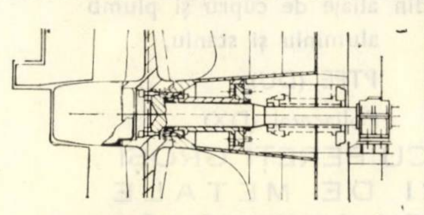
pentru cele mai avansate concepții din momentul de față...



(Manualul proiectantului nr. 8)

Firma The Glacier Metal Company se află la loc de frunte în domeniul proiectării și perfecționării de rulmenți. Cercetări neîncetate o mențin pe această poziție. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenților, au oferit industriei mondiale o gamă întinsă de concepții și materiale noi. Produsele perfecționate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenți și sînt fabricate și desfăcute pe piețele mondiale cu ajutorul unei rețele de peste 130 de firme care le manufacturează sub licență, sucursale și agenții.

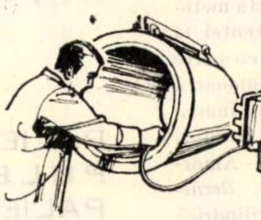
Grupul Glacier pentru lagăre de mare solicitare. Specialiști în fabricarea de lagăre industriale și marine grele. Patru fabrici, dotate cu utilaje capabile să fabrice și să repare componente de pînă la 20 de tone greutate și cu un diametru între 2,54 cm și 365,76 cm, oferă cel mai rapid serviciu posibil industriei și societăților de navigație maritimă. Grupul poate proiecta lagăre pe baza specificațiilor clienților și poate fabrica cuzineți pentru piese turnate prin procedee centrifugale și altele. Metalul antifricțiune poate fi legat de fontă cu ajutorul unei extrem de reușite metode Glacier. Sînt disponibile bucșe mici de bronz, bucșe etanșe și inele de presiune în dimensiunile obișnuite.



Angrenaj de pupă Glacier-Herbert

O construcție cu totul nouă, permițînd înlocuirea sau controlul bucșelor și dispozitivelor de etanșare ale țevilor din pupă fără ca vaporul să fie adus în doc uscat.

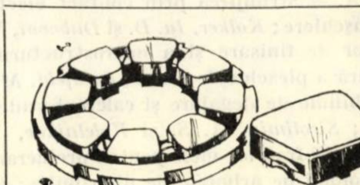
(Prospectul Glacier-Herbert)



Reparațiile lagărelor

Cel mai rapid serviciu posibil de reparații de urgență pentru industrie și societățile de navigație maritimă, reducînd timpul staționării neproductive la minimum. Calitate superioară și mare siguranță în funcționare.

(Manualul proiectantului nr. 8)



Lagăre axiale cu flanșe oscilante

Lagăre axiale de mare performanță pentru aplicații marine și industriale. Flanșele de construcție tip permit livrarea, reparațiile și înlocuirea în mod rapid. Flanșe de schimb sînt livrate din depozit.

(Manualul proiectantului nr. 5)

...cele mai avansate lagăre din momentul de față

GLACIER
1967

Manualele proiectanților sînt disponibile la cerere. Adresați-vă firmei:

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED, ALPERTON, WEMBLEY, MIDDLESEX

De asemenea la MANCHESTERN, GLASGOW, JARROW

Æ THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

MACHINOEXPORT

PE LAMINORUL MODEL 535 SAU 569 POT FI PRESATE 75 000 PINIOANE CONICE SPIRALE PE AN

Forța de presare a dinților este de 100 ori mai mică decît forța necesară matrițării.

Rezistența și durabilitatea pinioanelor depășesc cu 20—30% caracteristicile similare ale pinioanelor frezate.

Față de rugozitatea dinților rectificați, rugozitatea dinților presați este superioară.

CARACTERISTICI TEHNICE

Modulul maxim al pinionului	10 mm
Diametrul exterior al pinionului	200—325 mm
Productivitatea laminorului	30—25 $\frac{\text{piese}}{\text{h}}$
Greutatea laminorului	25 t
Gabarite	2600x4000x3500 mm

Exportator: V/O „Mașinoexport"
Adresa: U.R.S.S., Moscova, V-330
Telex: 207

535
569
МАШИНОЭКСПОРТ

noi
ştim
cum
Polytechna

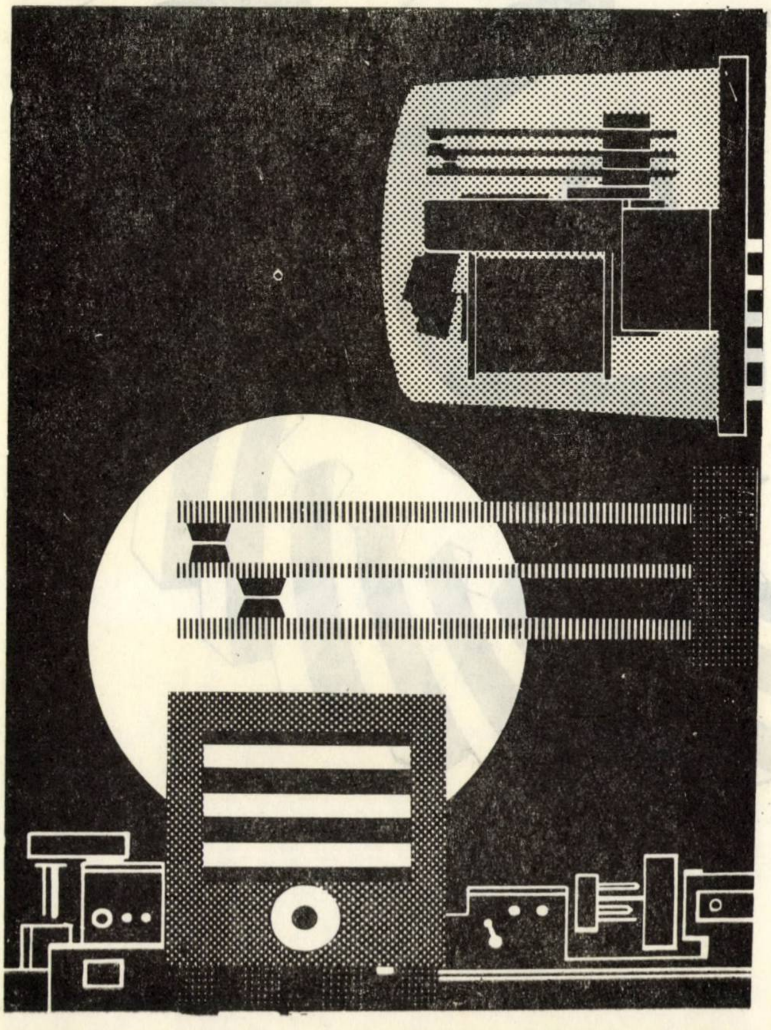
POLYTECHNA

COLABOREAZĂ CU DV.
LA TEME CARE V-AU
RĂPIT MULT TIMP PREŢIOS

Experţi experimentaţi sînt gata să vă împărtăşească din experienţa lor şi să vă ajute la rezolvarea problemelor dv. de investiţii;

CUNOŞTINŢE DEPLINE,
EXPERIENŢĂ
INDELUNGATĂ,
REZOLVARE PROMPTĂ

POLYTECHNA,
Václavské námăsti 8, Praga 1,
Cehoslovacia



UN SORTIMENT DE RELEE
PENTRU COMENZI MULTIPLE

Tehnologia metodelor moderne de fabricaţie se bazează pe utilizarea unor aparate electrice de mare randament pentru procesele de conectare şi comandă.

Noi realizăm relee intermediare pentru transmisia imediată a comenzilor, relee de timp pentru transmisia întîrziată a impulsurilor de comandă, precum şi relee de avertizare cu semnalizare optică a poziţiei întreruptoarelor.

Cu plăcere vă dăm informaţii precise. Vă rugăm să ne solicitaţi prospecte.

Elektrotechnik

EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 104 BERLIN

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

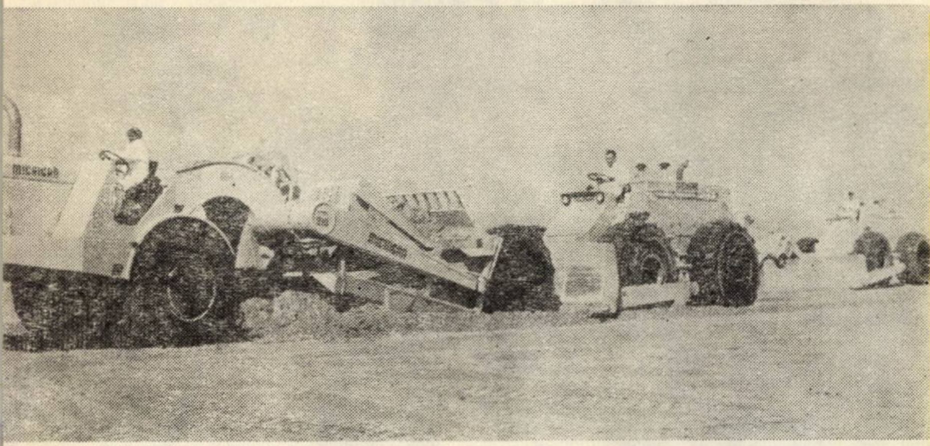
Informaţii privind exportul vă furnizează:
Ambasada RDG în RSR
Secţia de politică comercială Elektrotechnik
Calea Dorobanţilor, 14 — Bucureşti

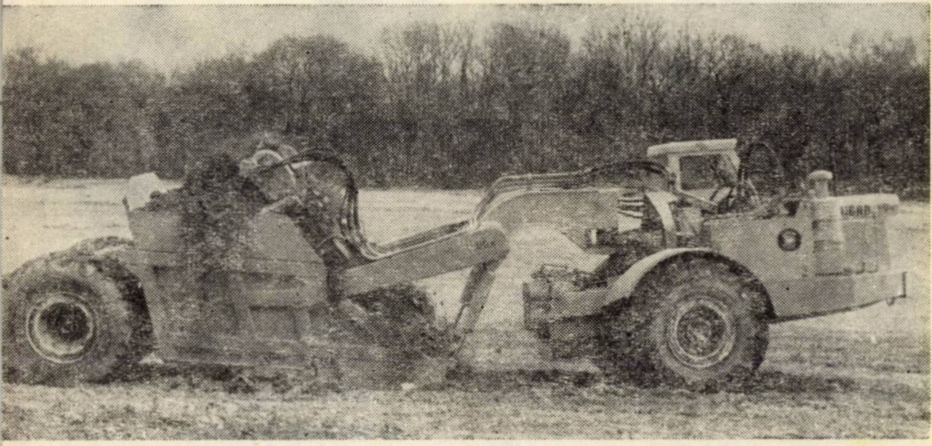
ELEKTRO-APPARATE-WERKE DER DDR

Vă rugăm vizitaţi-ne expoziţia de la 4—13.5.1969, zilnic între orele 9—20 la complexul sportiv „Floreasca", Str. Aviator Popa Marin 2 (sala de atletică uşoară), Bucureşti

EAW

MICHIGAN moves





TRACTOARE CU DOZER MICHIGAN

Model 170 CP
Model 310 CP
Model 475 CP
Model 635 CP

Modele disponibile cu direcţia pe roţile din spate şi cu direcţie articulată.

TRACTOARE CU SCREPER MICHIGAN

Două modele — capacitate circa 20 m³ şi circa 32 m³.

SCREPER CU ELEVATOR

Poate fi comandat de diferite tractoare agricole.

Sînt disponibile modele cu capacitate de circa 4, 8 şi 12 m³.

Sînt disponibile, de asemenea, cinci modele autopropulsate cu capacitate de la circa 6 la circa 32 m³.

TRACTOARE MICHIGAN CU BENĂ

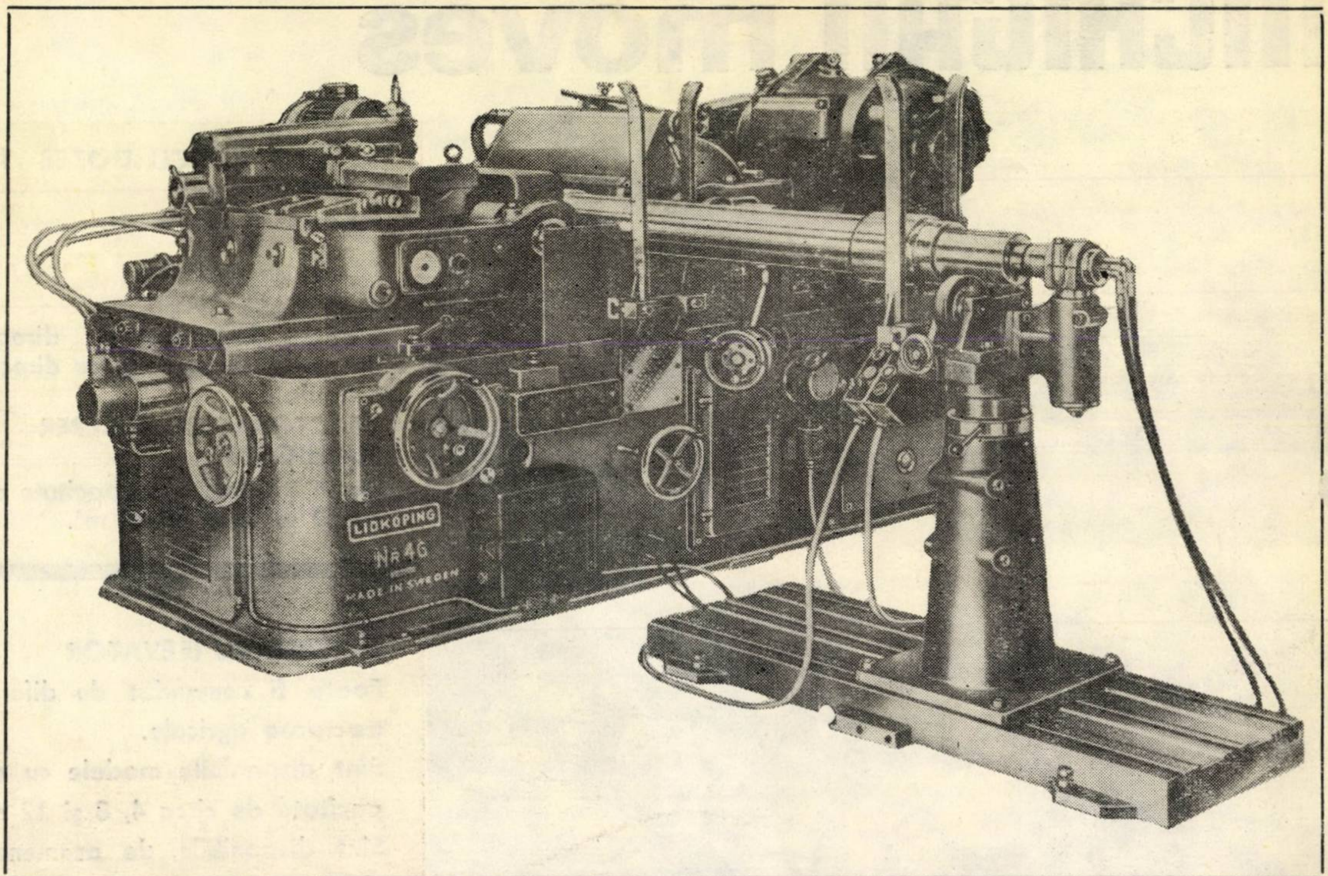
Patrusprezece modele diferite cu capacitatea de la circa 1 m³ la circa 20 m³.

Modele disponibile cu direcţie pe roţile din spate, pe toate roţile şi direcţie articulată cu o largă varietate de auxiliare.

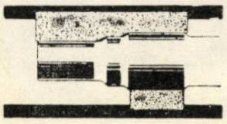
MICHIGAN

CLARK
EQUIPMENT

CLARK INTERNATIONAL MARKETING S.A. CAMBERLEY, SURREY, GREAT BRITAIN
Reprezentant pentru Europa de Est :
LEA GRANT AND COMPANY LIMITED
Devenshire House
195/199 Great Portland Street
Londra W 1



Precizia pieselor grele



LIDKÖPING nu construieşte maşini de rectificat rotund fără vîrfuri în execuţie specială pentru prelucrarea osiilor de material rulant, întrucît s-a dovedit că maşinile normale LIDKÖPING prezintă o construcţie suficient de robustă şi stabilă pentru a corespunde condiţiilor necesare pentru rectificarea pieselor grele. O astfel de maşină este prevăzută cu un dispozitiv special LIDKÖPING care o transformă într-o maşină specială.

LIDKÖPING se caracterizează prin:

- Centru fix de rotire a piesei, datorită căruia nu este necesară o schimbare a suportului exterior·
- Reglare radială a ambelor discuri în raport cu piesa prelucrată, riscul unei deteriorări a discurilor la introducerea osiei fiind astfel înlăturat.
- Arbore portdisc reglabil, creînd posibilitatea de rectificare plană a suprafeţelor cu prag, precum şi un ciclu de lucru complet automat.
- Avans micrometric al discului abraziv în echipamentul normal al fiecărei maşini.
- Ajustaj la linia de contact.

Caracteristici pentru rectificare :

Toleranţa diametrală a suportului lagărului	p 6	+0,068 +0,043
Toleranţa diametrală a suportului gulerului de siguranţă	t 7	+0,174 +0,134
Toleranţa diametrală pentru poziţia de calare a roţii pe osie		+0,02 mm +0,00 mm
Reducerea la strunjirea prin copiere		0,20 mm
Numărul curselor utile pe cap de osie		1
Durata de rectificare pe cap de osie	90 s	
Calitatea suprafeţei	0,375 μm CLA	
Productivitate	50 de osii prelucrate în 8 ore	

LIDKÖPING

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AB
Lidköping tel. 0510/221 30 telex 5047 LIDK 5

Pentru informaţii:
MAŞINIMPORT, str. Mihail Eminescu 10, Bucureşti
căsuţa poştală 17, tel. 12.65.20. telex 261.135

ORSZÁGOS MŰSZAKI [illegible] DOKUMENTÁCIÓS [illegible]
1983

ICM

Intreprinderea pentru colectarea metalelor

I.C.M.

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

E 3279

R

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

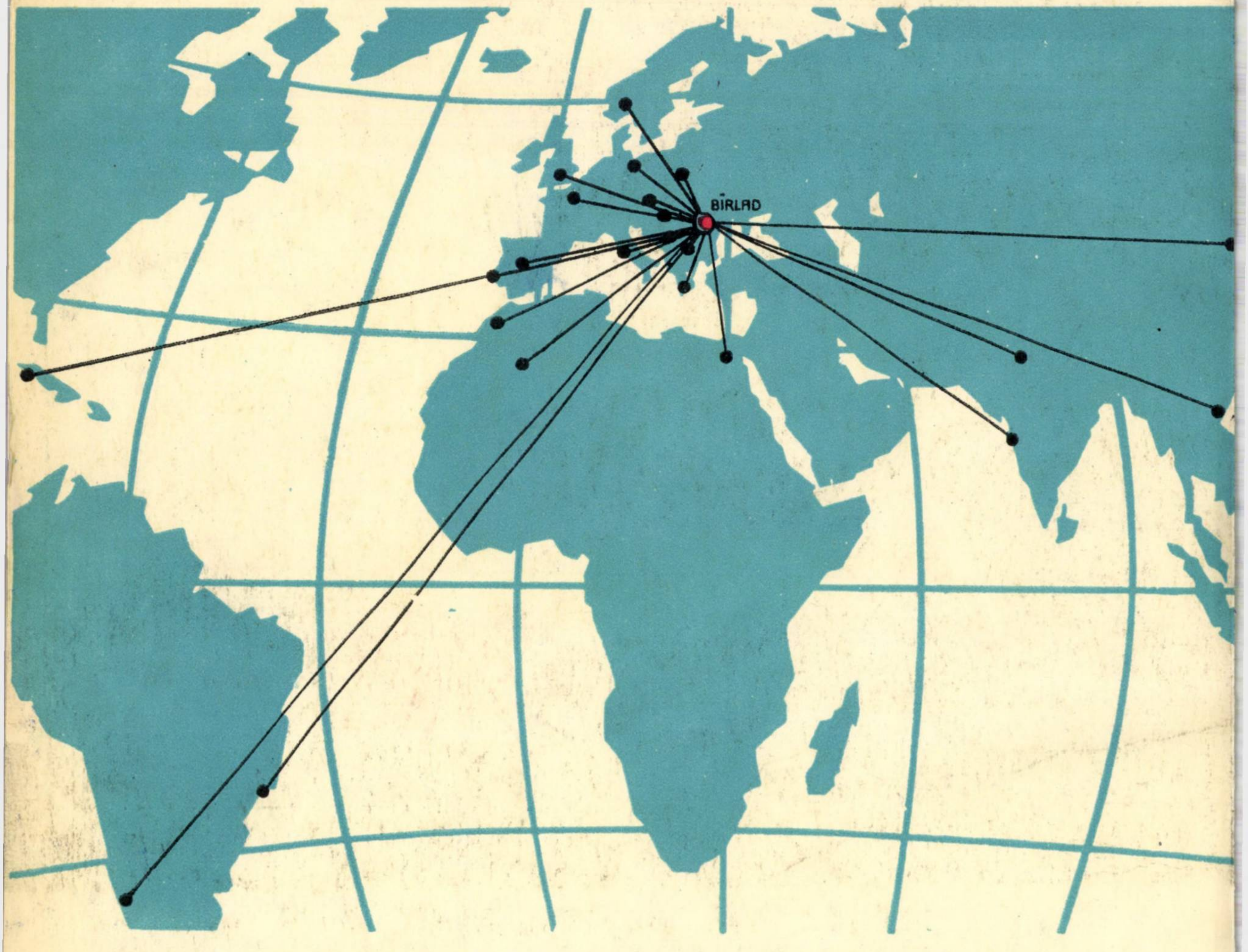
5

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXI • Nr. 5 • MAI 1969

Cr 3
45

FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD



produce : **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :**

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B

MADE IN RUMANIA

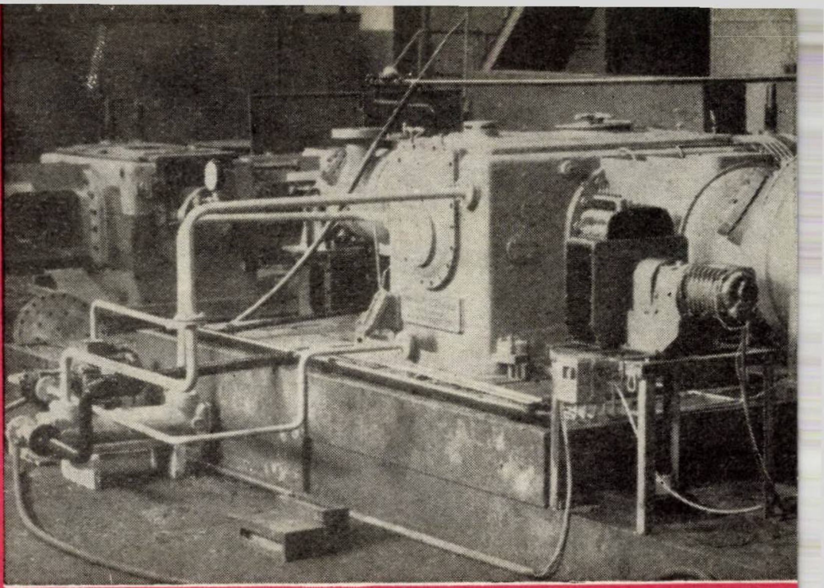
UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24

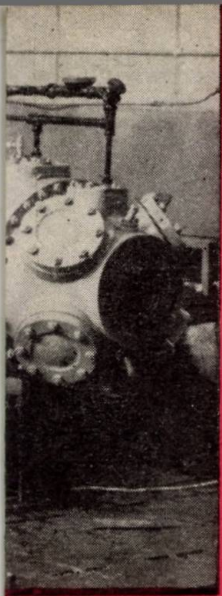
Reprezentanţi pentru străinătate: „AUTOTRACTOR" Bucureşti • Str. Lipscani Nr. 19

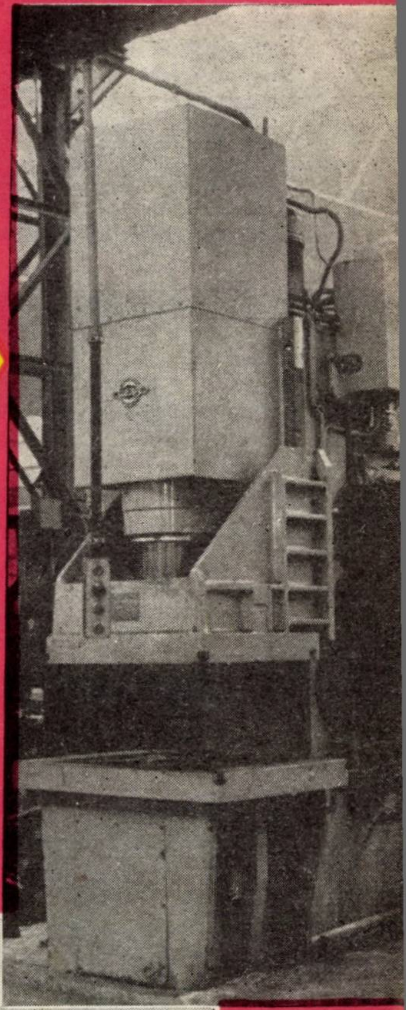


UZINA

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ:

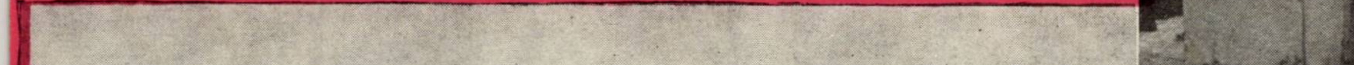
- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm și ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP și cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



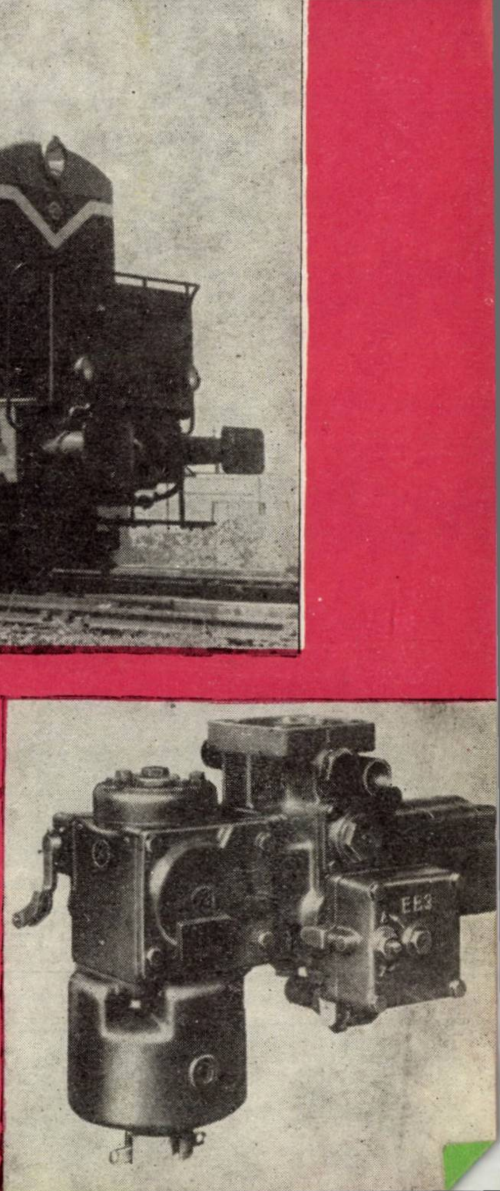


23 AUGUST

BUCUREȘTI • BUL MUNCII 256 • TEL. 21.60.30



FAUR



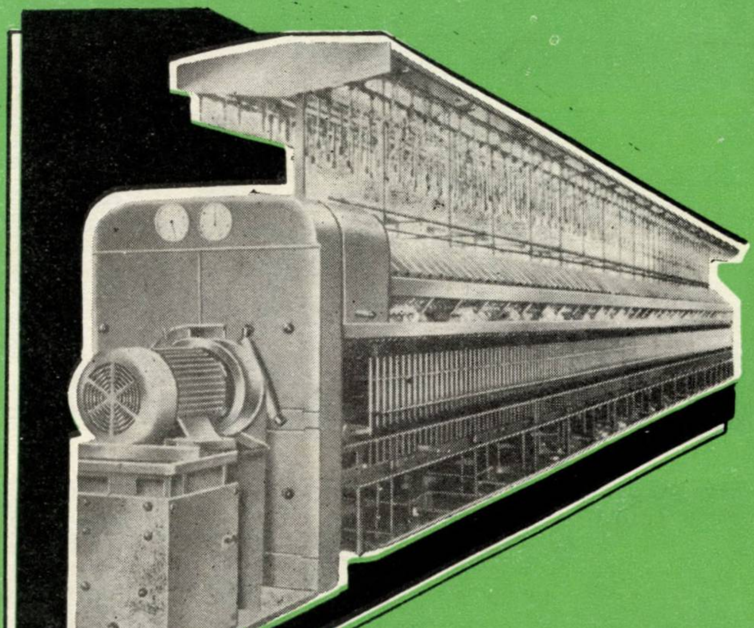
UZINA UNIREA CLUJ

PRODUCE

PENTRU PIATA INTERNA SI EXTERNA

- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice

- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb



MAŞINĂ DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ TIP 2FLP se construieşte cu un număr de 84—468 fuse, din 12 în 12, cu o turaţie a fuselor de 7000 11000 rot/min şi torsiunea de 248—1091 răs/min

UZINA „UNIREA" Cluj, Piaţa 1 Mai 2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, MAI, Nr. 5, 1969

CUPRINS

BRĂGARU, A.: **Elaborarea schemelor de bazare și fixare tehnic posibile (SBF—TP) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe mașini-unelte.** 257

CIOCÎRDIA, C. și ERHAN, I.: **Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi și funcționali ai burghielor de săpat gropi.** 266

LUNDQVIST, B.: **Metoda elementelor finite.** 274

OLARIU, V.: **Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă.** 282

PITCHFORD, J. H.: **Din experiența de cercetare, proiectare și dezvoltare a motoarelor cu ardere internă.** 293

RUSAN, GL. și IVAN, M.: **Contribuții la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante.** 308

TERZI, P.: **Asupra etanșării dintre pavilionul de aspirator și rotorul ventilatoarelor radiale.** 316

ȚEPELUȘ, P. C.: **Studiu privind diagrama optimă de viteze a ascensoarelor electrice.** 320

DOCUMENTARE 328

RECENZIE 332

CRONICĂ 333

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.9.001.13

Brăgaru, A. : **Elaborarea schemelor de bazare şi fixare tehnic posibile (SBF-TP) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe maşini-unelte.**

Se abordează problema elaborării ştiinţifice a metodologiei de proiectare a dispozitivelor de lucru, în funcţie de datele rezultate din schiţa operaţiei de prelucrare a piesei.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 257–265

CZ 624.132.3 : 621.95

Ciocirdia, C. şi *Erhan, I.* : **Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi şi funcţionali ai burghielor de săpat gropi.**

Se evidenţiează metodica de determinare experimentală a parametrilor ce influenţează procesul de lucru al maşinilor de săpat gropi, în condiţii reale de exploatare.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 266–273

CZ 621 : 539.3

Lundqvist, B. : **Metoda elementelor finite.**

Se prezintă o nouă metodă de rezolvare pe cale numerică a problemelor de teoria elasticităţii din domeniul construcţiilor de maşini.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 274–281

CZ 621 – 272.001.24

Olariu, V. : **Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă.**

Se propune o nouă metodă de calcul al arcurilor semieliptice progresive de o caracteristică anumită.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 282–292

CZ 621.43.001.13 : 061.6

Pitchford, J. H. : **Din experienţa de cercetare, proiectare şi dezvoltare a motoarelor cu ardere internă.**

Se prezintă o serie de aspecte ale activităţii institutului Ricardo în domeniul cercetării, proiectării şi dezvoltării motoarelor cu ardere internă de automobil.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 293–308

CZ 621.61 – 2 : 621.9.048.6

Rusan, Gl. şi *Ivan, M* : **Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante.**

Se prezintă principiile prelucrării prin vibronetezire cu aplicaţie la prelucrarea rotoarelor de turbosuflante.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 308–315

CZ 621.63.001.24

Terzi, P. : **Asupra etanşării dintre pavilionul de aspirator şi rotorul ventilatoarelor radiale.**

Se preconizează o metodă de dimensionare prin calcul al etanşării dintre pavilionul de aspiraţie şi rotorul ventilatoarelor radiale.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 316–319

CZ 621.876.01 – 83

Ţepeluş, P. C. : **Studiu privind diagrama optimă de viteze a ascensoarelor electrice.**

Se propune o nouă diagramă-program pentru ascensoarele electrice.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 320–327

Revista "CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef: 14.90.27; Redacţia: Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare, comenzi-difuzare. Telefon: 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică "Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 3227

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.9.001.13

Брэгару, А.: **Разработка технически возможных схем базирования и фиксирования при проектировании рабочих приспоблений для обработки на станках.**

Рассматривается проблема научной разработки методологии проектирования рабочих приспособлений, в зависимости от данных чертежа операции по обработке детали.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 257–265

ДК 624.132.3 : 621.95

Чиокырдиа, К. и *Ерхан, И.:* **О методе экспериментального определения конструктивных и функциональных параметров ямокопательных буров.**

Приводится методика экспериментального определения параметров, влияющих на рабочий процесс ямокопательных машин, в условиях эксплуатации.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 267–273

ДК 621 : 539.3

Лундквист, Б.: **Метод конечных элементов.**

Излагается новый метод разрешения числовым путем вопросов, касающихся теории упругости из области машиностроения.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 274–281

ДК 621 – 272.001.24

Олариу, В.: **О расчете полуэллиптических прогрессивных рессор с определенной упругой характеристикой.**

Предлагается новый метод расчета полуэллиптических прогрессивных рессор с определенной характеристикой.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 282–292

ДК 621.43.001.13 : 061.6

Пичфорд, Ж. Х.: **Из опыта исследования, проектирования и развития двигателей внутреннего сгорания.**

Приводится ряд аспектов из деятельности института Рикардо в области исследования, проектирования и развития автомобильных двигателей внутреннего сгорания.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 293–308

ДК 621.61 – 2 : 621.9.048.6

Русан, Гл. и *Иван, М.:* **К вопросу об обработке деталей центробежных воздуходувных машин путем вибродоводки.**

Приведены принципы обработки посредством вибродоводки, применимые при обработке роторов центробежных воздуходувных машин.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 308–315

ДК 621.63.001.24

Терзи, П.: **Об уплотнении между вытяжной раковиной и ротором радиальных вентиляторов.**

Предлагается метод определения размеров уплотнения между вытяжной раковиной и ротором радиальных вентиляторов.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 316–319

ДК 621.876.01 – 83

Цепелуш, П. К.: **Исследование оптимальной диаграммы скоростей элекрических подъемников.**

Предлагается новая программная диаграмма для электрических подъемников.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, стр. 320–327

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.9.001.13

Brăgaru, A. : **Ausarbeitung der technisch möglichen Basier-und Fixierschaubilder beim Entwurf der Arbeitsvorrichtungen für das Bearbeiten auf Werkzeugmaschinen.**

Der Verfasser behandelt das Problem der wissenschaftlichen Bearbeitung der Entwurfsmethodologie, im Verhältnis zu den Daten, die sich aus der Skizze der Bearbeitungsoperation des Werkstückes ergeben.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5, S. 257–265

DK 624.132.3 : 621.95

Ciocirdia, C. und *Erhan, I.* : **Über die Methodik der Experimentalbestimmung der Bau-und Betriebsparameter der Bohrmeissel für Pflanzenlöcher.**

Es wird die Art und Weise der Experimentalbestimmung der Parameter dargelegt, die den Arbeitsprozess der Pflanzenlochmaschinen unter realen Betriebsbedingungen beeinflussen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5 S. 266–273

DK 621 : 539.3

Lundqvist, B. : **Methode der Schlusselemente.**

Es wird ein neues Verfahren zur nummerischen Lösung der Probleme der Elastizitätstheorie im Bereich des Maschinenbaus dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5. S. 274–281

DK 621 – 272,001.24

Olariu, V. : **Über die Berechnung der progressiven halbelliptischen Federn mit vorgeschriebener elastischer Charakteristik.**

Es wird eine neue Methode für die Berechnung der progressiven halbelliptischen Federn mit einer gewissen Charakteristik vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 21 (1969) H. 5, S. 282–292

DK 621.43.001.13 : 061.6

Pitchford, J. H. : **Aus der Erfahrung der Forschung, Projektierung und Entwicklung der Brennkraftmotoren.**

Es werden eine Reihe von Aspekten aus der Tätigkeit des Ricardo-Instituts im Bereich der Forschung, des Entwurfs und der Entwicklung der Brennkraftmotoren für den Automobilbau dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5, S. 293–308

DK 621.61 – 2 : 621.9.048.6

Rusan, Gl. und *Ivan, M.* : **Beiträge zur Schwingschleifbearbeitung der Turbogebläsebestandteile.**

Es werden die Prinzipien der Bearbeitung durch Schwingschleifen und dessen Anwendung für die Oberflächenbearbeitung der Turbogebläserotoren dargelegt.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5, S. 308–315

DK 621.63.001.24

Terzi, P. : **In bezug auf die Abdichtung zwischen Ansaugemuschel und dem Läufer der Radialventilatoren.**

Der Verfasser empfiehlt ein neues Verfahren zur Berechnung der Abdichtungsabmessungen zwischen der Ansaugemuschel und dem Läufer der Radialventilatoren.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5, S. 316–319

DK 621.876.01 – 83

Ţepeluş, P. C. : **Studie in bezug auf das optimale Geschwindigkeitsdiagramm der elektrischen Aufzüge.**

Es wird ein neues Programm-Diagramm für elektrische Aufzüge vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 5, S. 320–327

CONTENTS

DC 621.9.001.13

Brăgaru, A. : **The elaboration of technically possible basing and fixing schemes upon designing the working devices for machine-tool processings.**

The scientific elaboration of the working device designing methodology is discussed on the basis of the data resulting from the part working operation scheme.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 257–265

DC 624.132.3 : 621.95

Ciocîrdia, C. and *Erhan, I.* : **Concerning the experimental determination method of the constructive and functional parameters of hole digging machines.**

The way of experimentally determining the parameters affecting the working process of hole digging machines under actual exploitation conditions is pointed out.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 266–273

DC 621 : 539.3

Lundqvist, B. : **The method of finished elements.**

A new method of solving by numerical way the elasticity theory problems in the field of machine-building is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 274–281

DC 621 – 272.001.24

Olariu, V. : **Concerning the calculus of progressive semielliptic springs with imposed elastic characteristic.**

A new method of calculating the progressive semielliptic springs of a given characteristic is suggested.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 282–292

DC 621.43.001.13 : 061.6

Pitchford, J. H. : **From the research, designing and development experience with internal-combustion engines.**

Some aspects concerning the activity of the Ricardo Institute in the field of research, designing and development of motor-car internal-combustion engines are presented.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 293–308

DC 621.61 – 2 : 621.9.048.6

Rusan, Gl. and *Ivan, M.* : **Contributions to the working by vibrofinishing of turboblowing parts.**

The principles of working by vibrofinishing as applied to the working of turboblowing rotors are presented.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 308–315

DC 621.63.001.24

Terzi, P. : **Concerning the tightening between the aspiration device and the rotor of radial ventilators.**

A method of dimensioning by calculus the tightening between the aspiration device and the rotor of radial ventilators is set forth.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 316–319

DC 621.876.01 – 83

Ţepeluş, P. C. : **A study concerning the optimum speed diagram of electric elevators.**

A new program-diagram for electric elevators is suggested.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 5, p. 320–327

SOMMAIRE

CD 621.9.001.13

Brăgaru, A. : **L'élaboration des schémas de mise et de fixation, techniquement possibles, lors de l'établissement du projet des dispositifs d'usinage sur les machines-outils.**

On étudie l'élaboration scientifique de la méthode de l'établissement du projet pour les dispositifs de travail, en fonction des données qui résultent du schéma d'usinage de la pièce.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 257–265

CD 624.132.3 : 621.95

Ciocîrdia, C. et *Erhan, I.* : **Sur la méthode de la détermination expérimentale des paramètres constructifs et fonctionnels des forets pour le bêchage des fosses.**

On examine la méthode de la détermination expérimentale des paramètres qui influent sur le processus de travail des machines à bêcher, dans les conditions réelles de l'exploitation.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 266–273

CD 621 : 539.3

Lundqvist, B. : **La méthode des éléments finis.**

L'auteur expose une méthode nouvelle pour résoudre numériquement les problèmes de la théorie de l'élasticité dans le domaine de la construction mécanique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 274–281

CD 621 – 272.001.24

Olariu, V. : **Sur le calcul des ressorts demi-elliptiques progressifs à caractéristique élastique imposée.**

On propose une nouvelle méthode de calcul des ressorts demi-elliptiques progressifs à caractéristique certaine.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 282–292

CD 621.43.001.13 : 061.6

Pitchford, J. H. : **L'étude, l'établissement du projet et le développement des moteurs à combustion interne.**

On présente plusiers aspects de l'activité de l'Institut Ricardo concernant l'étude, l'établissement du projet et le développement des moteurs à combustion interne pour automobiles.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 293–308

CD 621.61 – 2 : 621.9.048.6

Rusan, Gl. et *Ivan, M.* : **Contributions à l'usinage par vibrolissage des pièces des turbo-soufflantes.**

Les auteurs analysent les principes du vibro-lissage et le appliquent à l'usinage des rotors des turbo-soufflantes.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 308–315

CD 621.63.001.24

Terzi, P. : **Sur l'étanchement entre le pavillon de l'aspirateur et le rotor des ventilateurs radiaux.**

On préconise une méthode pour établir par calcul les dimensions de l'étanchement entre le pavillon de l'aspirateur et le rotor des ventilateurs radiaux.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 316–319

CD 621.876.01 – 83

Ţepeluş, P. C. : **Étude sur le meilleur diagramme des vitesses des ascenseurs électriques.**

On propose un nouveau diagramme-programme pour les ascenseurs électriques.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 5, p. 320–327

CZ 621.9.001.13

Elaborarea schemelor de bazare și fixare tehnic posibile (SBF—TP) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe mașini-unelte

Ing. Aurel BRĂGARU – Institutul politehnic București

Din multitudinea variantelor posibile pentru o temă dată, proiectantul de dispozitive trebuie să rețină una singură — varianta optimă. Dispozitivul realizat în acest caz este dispozitivul rațional care îndeplinește atît condiția tehnică — respectarea condițiilor tehnice impuse pieselor ce se prelucrează în acel dispozitiv — cît și condiția economică — asigurarea eficienței economice maxime a prelucrării. Schema de bazare și fixare care stă la baza dispozitivului rațional este schema de bazare și fixare optimă.

De subliniat necesitatea definirii raportului dintre dispozitivul rațional și schema de bazare și fixare optimă (fig. 1).

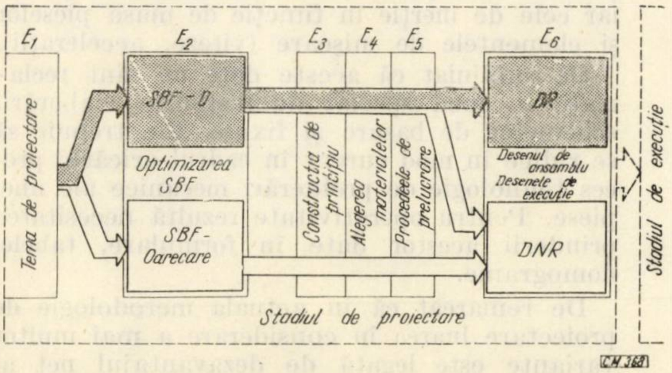


Fig. 1

Pentru o temă dată există posibilitatea ca, în etapa schemelor de bazare și fixare, proiectantul să se oprească asupra schemei de bazare și fixare optime (*SBF—O*) sau asupra unei scheme de bazare și fixare oarecare dintre cele posibile. Acceptarea *SBF* oarecare nu poate conduce la obținerea dispozitivului rațional, neîndeplinind condiția tehnică și cea economică. Acceptarea *SBF—O* poate duce la obținerea dispozitivului rațional în cazul în care în etapele următoare din metodologia de proiectare se rezolvă problemele corect (optimizarea situațiilor); dar poate să ducă la obținerea unui dispozitiv nerațional în cazul cînd cerințele etapelor respective nu sunt analizate și rezolvate cu discernămînt și competență. De reținut deci că singura cale pentru a obține dispozitivul rațional este aceea care pornește de la schema de bazare și fixare optimă (*SBF—O*).

În articolul „Unele considerații privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte", apărut în nr. 12/1968 al revistei Construcția de Mașini, s-a arătat necesitatea introducerii în actuala metodologie de proiectare a etapei de optimizare a schemelor de bazare și fixare, precum și succesiunea fazelor din cadrul acestei noi etape, care să ducă în final la obținerea schemei de bazare și fixare optime (*SBF—O*).

I. *Metodica determinării celor n scheme de bazare și fixare tehnic posibile* (*SBF—TP*)

Faza 1 din etapa optimizării schemelor de bazare și fixare reprezintă faza de bază de care depind nemijlocit celelalte faze. Neluarea în considerare a unei scheme de bazare și fixare sau a unui grup de scheme în faza 1 (printre care s-ar putea întîmpla să se găsească și schema de bazare și fixare optimă) poate să compromită rezultatul final scontat.

În determinarea *SBF—TP* s-a pornit de la ideea că, pentru o temă de proiectare dată, variantele posibile (dintre care una va fi soluția finală) au o existență teoretică și într-un anumit sens figurat „plutesc" în jurul nostru. Proiectantul trebuie să depisteze, din totalitatea variantelor posibile, varianta optimă. Lucrul acesta se poate realiza numai dacă există posibilitatea ca soluțiile posibile să treacă din existența lor teoretică într-o formă de existență concretă sau, altfel spus, să fie făcute „vizibile". Printre soluțiile posibile se află și soluția optimă și în consecință cu cît se va lua în considerare, în faza 1, un număr mai mare de soluții, cu atît probabilitatea de a obține *SBF—O* va fi mai mare.

Prin schemă de bazare și fixare tehnic posibilă se înțelege acea schemă care poate sta la baza proiectării unui dispozitiv ce va funcționa, pentru piesa considerată, fără restricții în ceea ce privește precizia respectării condițiilor impuse piesei la respectiva prelucrare sau în ceea ce privește economicitatea acestei prelucrări.

În cele ce urmează se va prezenta metodica determinării celor *n SBF—TP*, adică metodica trecerii schemelor de bazare și fixare tehnic posibile din existența lor teoretică în cea concretă.

Metodica la care ne referim presupune rezolvarea într-o anumită succesiune (în faza 1 a etapei 2) a unor probleme prezentate în schema din figura 2 și explicate în cele ce urmează.

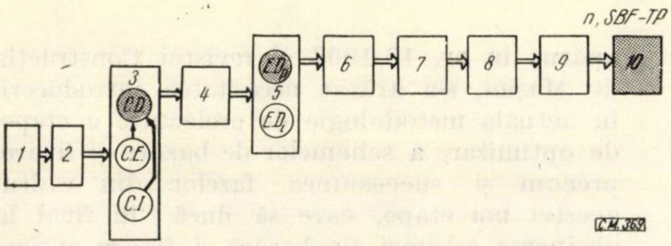


Fig. 2

1. *Ridicarea schiței operației.* Prin formularea însăși a temei de proiectare — proiectarea unui dispozitiv pentru prelucrarea unor suprafețe în cadrul unei anumite operații — apare necesitatea acestei schițe. Schița operației trebuie să cuprindă următoarele elemente :

a) Schița piesei, care trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

— să cuprindă un număr de vederi și secțiuni suficient pentru înțelegerea și determinarea în bune condiții a formei constructive a piesei (forma și poziția suprafețelor ce delimitează respectivul corp în spațiu) ;

— să scoată în evidență, prin îngroșarea conturului sau folosirea unei culori (în secțiuni) și prin tentă (la vederea în plan), suprafața supusă prelucrării, în oate secțiunile și vederile în care această suprafață apare ;

— să conțină dimensiunile, precizia dimensională și rugozitatea suprafeței ce se prelucrează ;

— să conțină dimensiunile, precizia dimensională și rugozitatea suprafețelor prelucrate anterior ;

— să conțină precizia poziției reciproce a suprafeței ce se prelucrează în raport cu celelalte suprafețe de pe piesă (prelucrate sau neprelucrate) ;

— să evidențieze mișcările piesei în procesul prelucrării respectivei suprafețe conform schemei de așchiere adoptate.

b) Sculele așchietoare cu care se realizează prelucrarea suprafeței sau suprafețelor, în operația pentru care se proiectează dispozitivul (reprezentate schematic) în poziție normală de lucru pe mașina-unealtă aleasă. De asemenea trebuie să se evidențieze mișcările sculelor în procesul prelucrării respectivei suprafețe conform schemei de așchiere adoptate.

c) Forțele ce lucrează asupra piesei în procesul așchierii și care vor determina aplicarea forței de stringere. Aceste forțe de așchiere, de greutate sau inerțiale (centrifugale sau datorite schimbării sensului mișcării) vor fi indicate vectorial (direcție, sens, modul și punct de aplicație).

Toate aceste date trebuie să fie indicate de inginerul tehnolog, singurul în măsură să stabilească tehnologia de prelucrare (natura și succesiunea operațiilor), să efectueze calculele regimului de lucru inclusiv forțele și momentele de așchiere, calculele forțelor de greutate și inerțiale (unde este cazul), să indice sculele așchietoare standardizate, normalizate sau speciale.

Schița piesei se poate realiza după desenul de execuție al piesei sau după model, sculele așchietoare se iau din standarde, normative sau din proiectele de execuție a sculelor speciale. Poziția acestor scule se indică potrivit schemei de lucru alese în funcție de mașina-unealtă folosită. Forțele de așchiere se calculează în funcție de natura prelucrării și schema de așchiere adoptată, pe baza relațiilor de calcul cunoscute, sau se aleg din normative, în funcție de parametrii regimului de lucru stabilit. Forțele de greutate se determină în funcție de forma piesei și felul materialului piesei, iar cele de inerție în funcție de masa pieselor și elementele de mișcare (viteze, accelerații).

De subliniat că aceste date nu sînt reclamate în mod special de metodica elaborării schemelor de bazare și fixare. Ele trebuie să se ridice în mod curent în cadrul oricărui proces tehnologic de prelucrări mecanice ale unei piese. Pentru operativitate rezultă necesitatea prinderii acestor date în formulare, tabele, nomograme.

De remarcat că în actuala metodologie de proiectare luarea în considerare a mai multor variante este legată de dezavantajul net al ridicării unui număr de schițe ale operației egal cu cel al variantelor considerate, datorită lipsei unui sistem eficient de reprezentare (simbolizare). În metodologia propusă, pe o singură schiță a operației se pot ridica toate cele *n* scheme de bazare și fixare tehnic posibile, folosind simbolurile indicate în literatura tehnică de specialitate [2], [3].

2. *Evidențierea condițiilor tehnice impuse piesei la prelucrarea considerată.* Oricare piesă (socotită ca organ de mașină) a fost proiectată pentru un anumit scop, îndeplinește un anumit rol funcțional în ansamblul din care face parte. Potrivit acestui rol, proiectantul a indicat materialul piesei, forma, dimensiunile, precizia dimensională, rugozitatea și poziția reciprocă a suprafețelor, toate acestea concentrate în desenul de execuție al respectivei piese (reprezentînd piesa finită).

Procesul tehnologic elaborat trebuie să asigure în final, pornind de la semifabricat, condițiile tehnice impuse pe desenul de execuție. Precizia (dimensională, formă, poziție reciprocă, rugozitatea) se obține treptat în cadrul operațiilor de prelucrare.

Pentru operaţia considerată trebuie să se scoată în evidenţă condiţiile tehnice impuse piesei. Referindu-ne la problema bazării se reţine că aceasta reclamă orientarea piesei cu suprafaţa de prelucrat în raport cu traiectoria tăişului principal al sculei.

Dispozitivul ce se va proiecta pe baza uneia dintre schemele căutate trebuie să asigure obţinerea dimensunilor şi preciziei dimensionale a suprafeţelor prelucrate, precum şi poziţia reciprocă a acestora în raport cu celelalte suprafeţe de pe piesă. În concluzie, apare necesitatea evidenţierii condiţiilor tehnice de precizie dimensională şi de poziţie reciprocă. Aceste condiţii pot fi grupate în funcţie de sursa lor de ridicare în :

a) condiţii evidenţiate pe desenele de execuţie (vederile şi secţiunile respective), dimensiunile şi precizia dimensională ce determină o anumită suprafaţă, spre exemplu : un diametru D^{TD}, poziţia reciprocă şi precizia poziţiei reciproce, de exemplu paralelism, perpendicularitate, coaxialitate etc. ;

b) condiţii evidenţiate prin notiţele tehnice (prescripţii) de pe desenele de execuţie referitoare la ovalitate, conicitate, paralelism etc. ;

c) condiţii tehnice subînţelese, care rezultă prin construcţie de pe desenul de execuţie al piesei, dar care nu sînt indicate printr-un semn distinctiv pe acest desen, de exemplu perpendicularitatea axelor unor găuri de fixare pe suprafaţa frontală a unei flanşe etc.

Necesitatea indicării corecte şi cu competenţă a condiţiilor decurge din faptul că neluarea în considerare a tuturor condiţiilor are ca urmare, în etapele următoare, limitarea numărului schemelor de bazare şi, în consecinţă, posibilitatea pierderii soluţiei optime. Transcrierea greşită a condiţiilor are ca urmare directă eliminarea unor scheme de bazare şi fixare tehnic posibile, printre care se poate găsi şi schema optimă ; în plus selectarea schemelor se va face deficitar.

Nu prezintă importanţă ordinea în care sînt evidenţiate condiţiile.

3. *Selectarea condiţiilor* (*obţinerea condiţiilor determinante*). Procesul bazării presupune orientarea suprafeţei de prelucrat în raport cu traiectoria tăişului principal al sculei. Dar suprafaţa de prelucrat este legată prin condiţii de alte suprafeţe de pe piesă.

Dintre toate condiţiile evidenţiate la punctul precedent trebuie să se reţină pentru analiză numai acele condiţii care definesc poziţia reciprocă a suprafeţei de prelucrat cu celelalte suprafeţe prelucrate anterior sau neprelucrate. Nu vor fi luate în considerare în cadrul analizei :

— condiţiile care se referă la dimensiunile suprafeţei de prelucrat (de exemplu diametrul unei găuri D_g), deoarece acestea sînt legate direct de dimensiuni ale sculelor aşchietoare (de exemplu diametrul burghiului sau lărgitorului D_s) şi nu de procesul bazării ;

— condiţiile ce se referă la poziţionarea suprafeţelor de prelucrat în raport cu alte suprafeţe ce se prelucrează simultan (de exemplu prelucrarea unei găuri cu folosirea unui cap multiax) sau în cadrul aceleiaşi operaţii, din aceeaşi aşezare în mai multe poziţii (de exemplu prelucrarea unor găuri într-un dispozitiv turnant), deoarece condiţiile acestea sînt legate de construcţia anumitor elemente de dispozitiv (plăci cu bucşe de ghidare, sisteme de indexare etc.) şi nu de procesul bazării.

Cu această precizare condiţiile de la punctul doi care stabilesc poziţia reciprocă a suprafeţei de prelucrat şi care trebuie să fie satisfăcute prin bazare se pot clasifica în următoarele grupe :

a) condiţii determinante — care determină cert o anumită poziţie reciprocă a suprafeţeii de prelucrat ;

b) condiţii echivalente — care determină sub altă formulare aceleaşi poziţii reciproce ca şi condiţiile determinante, reducîndu-se în felul acesta la primele ;

c) condiţii opuse (incompatibile) — care se exclud reciproc cu condiţiile determinante. Asupra acestor condiţii trebuie să se discute cu proiectantul piesei respective pentru îndepărtarea situaţiei de excludere reciprocă a condiţiilor sau, printr-o analiză atentă a influenţei condiţiilor asupra funcţionării piesei în ansamblul din care face parte, se stabileşte care dintre cele două sau mai multe condiţii sînt determinante, restul fiind îndepărtate sau admise ca rezultante din celelalte condiţii dedeterminante.

În figura 3 se prezintă schiţa operaţiei de executare a unui canal cu o freză deget cu respectarea următoarelor condiţii :

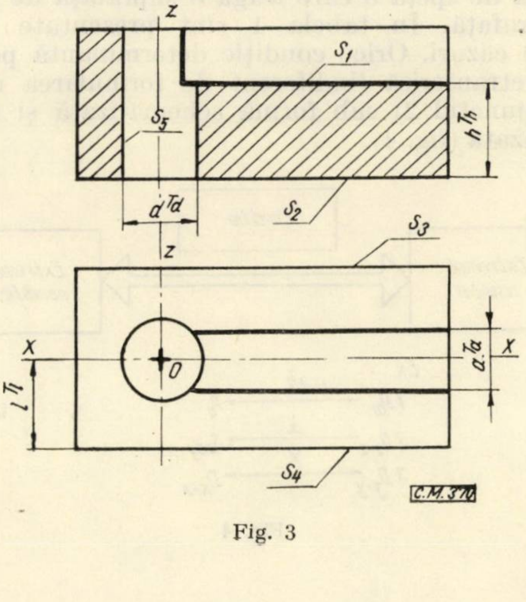


Fig. 3

a) cota h^{Th};

b) paralelismul axei canalului cu suprafaţa S_4;

c) paralelismul suprafeţei S_1 cu suprafaţa S_2;

d) intersecţia între axa canalului de pană $(x—x)$ şi axa suprafeţei cilindrice S_5 $(z—z)$;

e) cota l^{Tl};

f) cota a^{Ta}.

Din analiza condiţiilor impuse rezultă că prin dimensiunile sculei se respectă condiţia *f*, urmînd ca prin bazarea piesei să fie respectate restul condiţiilor. Acestea din urmă se pot grupa în:

— condiţii determinante: *a*, *b* şi *d*

— condiţii echivalente: *e* cu *b* şi *c* cu *a*;

— condiţii incompatibile: *e* cu *d*.

Considerînd condiţia *d* ca determinantă, condiţia *e* va fi o condiţie rezultantă, dependentă de condiţia *d*.

Rezultatul final al acestei selectări a condiţiilor îl constituie oţinerea condiţiilor determinante care determină (definesc) cert poziţia reciprocă a suprafeţei ce se prelucrează în raport cu celelalte suprafeţe de pe piesă. Aceste condiţii trebuie să fie respectate de oricare dintre dispozitivele proiectate pe baza oricărei scheme de bazare şi fixare tehnic posibile.

4. *Geometrizarea condiţiilor* (*stabilirea extremelor condiţiilor*). Condiţiile determinante ce trebuie să fie respectate în procesul prelucrării în dispozitivul pentru care se caută schemele de bazare şi fixare reprezintă pe plan geometric o legătură între elementele geometrice ale piesei ce se prelucrează.

Elementele geometrice legate prin condiţie le numim extremele condiţiei şi pot fi din punct de vedere geometric: puncte, drepte, suprafeţe.

Din punctul de vedere al posibilităţilor de legare în cadrul unei condiţii a extremelor se disting şase cazuri, de la condiţia de speţa 1 care leagă un punct de un punct pînă la condiţia de speţa 6 care leagă o suprafaţă de altă suprafaţă. În tabela 1 sînt prezentate cele şase cazuri. Orice condiţie determinantă poate fi retranscrisă (indiferent de formularea dată la punctul 2) sub formă schematizată şi simbolizată (fig. 4).

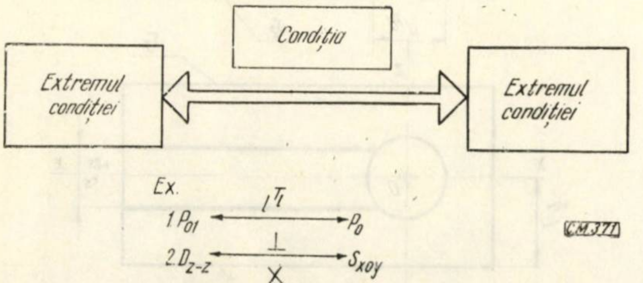


Fig. 4

Tabela 1

Speţa condiţiei	Extremele legate în condiţie		Simbolul speţei
	Extrem	Extrem	
1	Punct	Punct	$P-P$
2	Punct	Dreaptă	$P-D\,(D-P)$
3	Punct	Suprafaţă	$P-S\,(S-P)$
4	Dreaptă	Dreaptă	$D-D$
5	Dreaptă	Suprafaţă	$D-S\,(S-D)$
6	Suprafaţă	Suprafaţă	$S-S$

5. *Selectarea extremelor* (*obţinerea extremelor dependente*). Privită ca legătură între extreme, condiţia determinantă este în acelaşi timp o legătură între elementele geometrice (ficţiuni). Din punct de vedere practic (realizare şi control), extremele condiţiei trebuie să fie materializate în viitorul dispozitiv. În consecinţă satisfacerea unei condiţii determinante este posibilă numai dacă extremele condiţiei sînt materializate în dispozitivul ce se proiectează.

Considerînd dispozitivul ca o parte componentă a sistemului tehnologic elastic: maşină-unealtă — dispozitiv — piesă — sculă aşchietoare şi ţinînd seamă de definiţia procesului de bazare, se constată că în acest sistem există un element de referinţă — scula — deoarece, în raport cu traiectoria tăişului principal al acesteia, se realizează orientarea suprafeţei de prelucrat, deci se asigură respectarea condiţiilor determinante impuse.

Suprafaţa de prelucrat (sau elementele geometrice ale acesteia: drepte, puncte) este raportată la elementele geometrice ale sculei (traiectorii, axe, puncte) şi totodată raportată la alte suprafeţe de pe piesă prin condiţiile determinante de poziţionare reciprocă. Rezultă că extremele condiţiilor sînt raportate la aceeaşi bază de referinţă — scula aşchietoare (elementele geometrice ale acesteia) (fig. 5).

Se constată de asemenea că o condiţie de poziţie reciprocă necesar a fi respectată în

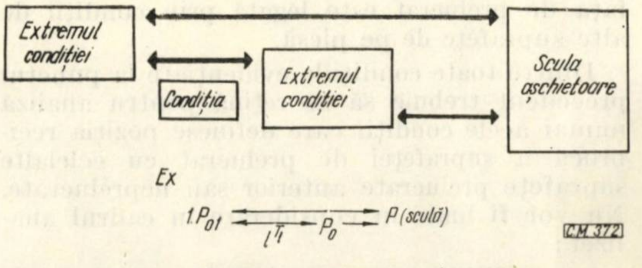


Fig. 5

procesul bazării este legătura dintre două extreme ale condiţiei, dintre care un extrem se află cuprins în elementele geometrice ale suprafeţei ce se prelucrează. În acelaşi timp suprafaţa ce se prelucrează este legată direct de elementele geometrice ale sculei. Rezultă că extremele unei condiţii determinante sînt într-o relaţie de condiţionare, distingîndu-se extremul director (independent sau de referinţă) legat de suprafaţa ce se prelucrează şi deci de scula aşchietoare şi extremul dependent legat prin condiţia determinantă de extremul director (fig. 6).

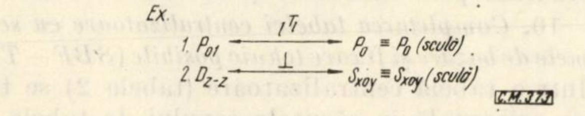


Fig. 6

Extremele dependente pot fi exprimate (evidenţiate) sub formă explicită (caz în care pentru exprimarea extremului respectiv nu se apelează la alte extreme dependente) şi sub formă implicită (caz în care se apelează la alte extreme dependente).

6. *Ordonarea extremelor dependente.* Un corp în spaţiu (piesa ce se prelucrează) are şase grade de libertate, trei translaţii şi trei rotaţii în lungul şi în jurul a trei axe de coordonate perpendiculare între ele şi alese arbitrar. Orientarea piesei în raport cu un element de referinţă (traiectoria tăişului principal al sculei) se poate realiza prin legarea unor grade de libertate (bazarea simplificată) sau a tuturor gradelor de libertate (bazare completă).

Este necesar să fie legate acele grade de libertate care modifică poziţia reciprocă a suprafeţei de prelucrat în raport cu elementul de referinţă. În consecinţă pe primul plan trebuie să stea condiţia impusă şi apoi gradul de libertate sau, cu alte cuvinte, în procesul legării gradelor de libertate trebuie să se procedeze în sensul de la condiţie la grad de libertate şi nu invers. Procedînd în acest mod se pot stabili corect situaţiile care reclamă bazare completă sau simplificată şi se pot evita situaţiile de legare a unui număr mai mic de grade decît cel necesar (subbazare) sau a unui număr mai mare (suprabazare).

Reluînd ideea materializării extremelor condiţiei pentru satisfacerea în practică (prelucrare şi control) a unei condiţii determinante, se poate completa această idee prin observaţia că întotdeauna un extrem al condiţiei, şi anume cel director (legat de sculă), este materializat prin însăşi scula aşchietoare (elemente ale sculei). În concluzie, satisfacerea unei condiţii determinante se va reduce la materializarea extremului dependent al respectivei condiţii.

Extremele dependente pot fi puncte, drepte, suprafeţe şi în consecinţă se ridică problema materializării (în cadrul dispozitivului ce se proiectează) şi a simbolizării acestei materializări (pe schemele de bazare şi fixare) a extremelor dependente.

Dacă anumite extreme dependente sînt definite implicit, trebuie ca acestea să fie explicitate punîndu-se în evidenţă extremele dependente care determină respectivul extrem implicit.

Pentru o anumită prelucrare existînd mai multe condiţii determinante şi deci mai multe extreme dependente redate în final sub formă explicită, apare necesitatea stabilirii unei ordini de materializare a extremelor şi, respectiv, de simbolizare a acestora. Este necesar să se înceapă cu extremul dependent cu frecvenţa maximă şi apoi să se continue cu celelalte extreme în ordinea descrescătoare a frecvenţelor. Justificarea acestei ordini este în legătură cu necesitatea de a satisface cît mai multe condiţii prin unul şi acelaşi extrem, ceea ce va duce la obţinerea unui număr minim necesar şi suficient de elemente de dispozitiv cu avantaje tehnico-economice evidente.

În cazul cînd nu se găseşte un extrem cu pondere de frecvenţă în raport cu celelalte extreme, se va aplica în stabilirea ordinii extremelor dependente criteriul numărului maxim de grade de libertate legat prin materializarea (respectiv simbolizarea) unui extrem dependent, cu aceeaşi justificare dată mai sus.

7. *Simbolizarea materializării extremelor dependente* (*simbolizarea reazemelor principale*). Folosind noua simbolizare în bazarea şi fixarea pieselor şi ţinînd seamă de felul extremului dependent ce urmează a fi materializat (punct, dreaptă, suprafaţă), precum şi de bazarea caracteristică, specifică unor suprafeţe (cilindrice lungi, cilindrice scurte, interioare sau exterioare, conice lungi sau scurte etc.), se indică pe schiţa operaţiei variantele posibile pentru fiecare extrem dependent în parte, fiecare simbol fiind însoţit şi de o cifră de ordine. Toate extremele dependente simbolizate leagă grade de libertate ale piesei ce se prelucrează în dispozitiv, fiind din acest punct de vedere reazeme principale în dispozitivul ce se proiectează.

Extremele dependente pot fi determinate direct sau indirect printr-un singur element (respectiv simbol) numit element singular sau prin mai multe elemente (respectiv simboluri) numite dublet (două elemente), triplet (trei elemente).

În figura 7 se prezintă un asemenea caz. Extremul dependent de tip suprafaţă S_v (planul vertical V de simetrie al piesei) are o determinare implicită. În determinare explicită extremul S_v poate fi considerat ca determinat de extremul dependent de tip dreaptă $D_{z_9}-z_9$ şi un extrem dependent de tip punct P_K (K fiind un punct în afara dreptei $D_{z_9}-z_9$ pe dreapta de intersecţie dintre planul vertical V şi cel orizontal 0, de bază).

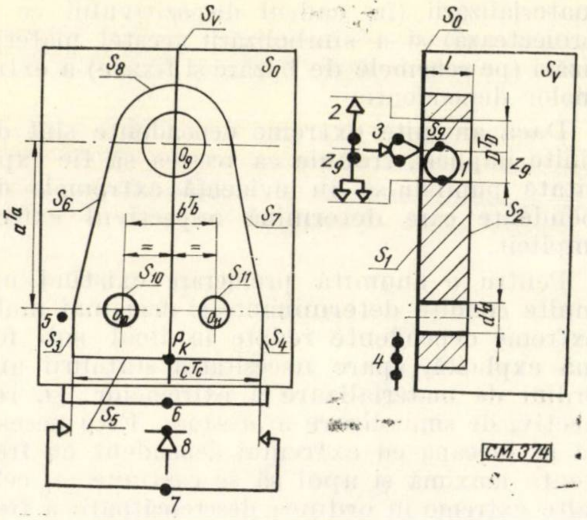


Fig. 7

Extremul dependent $D_{z_9}-z_9$ are o determinare directă prin simbolul (1+4) (dublet), (2+4) (dublet) sau (3+4) (dublet), pe cînd extremul dependent S_1 are o determinare directă prin simbolul (1) (element singular). Extremul dependent P_K are o determinare indirectă prin simbolurile (5), (6), (7) sau (8) (elemente singulare).

8. *Stabilirea schemelor de fixare şi simbolizarea lor.* Pornind de la schiţa operaţiei pe care sînt trecute toate forţele ce lucrează simultan asupra piesei şi făcînd echilibrul acesteia, se determină forţele de strîngere necesare pentru păstrarea neschimbată în tot timpul prelucrării a poziţiei piesei, dictată de procesul bazării. Indicarea pe schiţă prin simboluri şi cifre a elementelor schemei de fixare se va face ţinînd seamă de simbolurile stabilite anterior pentru bazare. În cazul cînd un element de bazare poate prelua şi funcţiuni de strîngere (de exemplu aşezare şi fixare trilaterală), se va indica la respectiva cifră ce însoţeşte simbolul respectiv un indice „F" (de exemplu 3_F).

Cifrele ce însoţesc simbolurile schemei de strîngere se vor trece pe schiţa operaţiei (ca ordine) după simbolizarea şi numerotarea reazemelor auxiliare.

9. *Stabilirea reazemelor auxiliare şi simbolizarea lor.* În funcţie de forţele ce lucrează asupra piesei în procesul prelucrării (inclusiv cele de strîngere) se analizează necesitatea folosirii unor reazeme auxiliare pentru asigurarea stabilităţii piesei sau preîntîmpinarea deformaţiilor datorite aplicării forţelor pe piesă. Folosirea raţională a reazemelor auxiliare evită solicitări nedorite ale reazemelor principale şi simplifică în multe situaţii sistemul de strîngere al piesei. Se vor indica pe schiţă aceste reazeme prin simboluri şi cifre de ordine.

10. *Completarea tabelei centralizatoare cu schemele de bazare şi fixare tehnic posibile* (*SBF — TP*). Într-o tabelă centralizatoare (tabela 2) se trec pe orizontală în căsuţele capului de tabelă cifrele ce însoţesc simbolurile elementelor de bazare (reazeme principale — secţiunea B_1 a tabelei), ale elementelor de bazare (reazeme auxiliare — secţiunea B_2 a tabelei) şi ale elementelor de fixare (secţiunea F a tabelei).

Tabela 2

SBF-TP	Simboliznrea bazării (*B*)											Simbolizarea fixării (F)
	Reazeme principale (B_1)							Reazeme auxiliare (B_2)				

Schemele de bazare şi fixare tehnic posibile (*SBF—TP*) se obţin prin combinarea logică a acestor simboluri, înţelegînd prin combinare logică combinarea în care fiecare dintre extremele dependente, reazeme auxiliare sau elemente de fixare sînt simbolizate o singură dată într-o aceeaşi schemă de bazare şi fixare. Se obţin astfel cele n scheme de bazare şi fixare tehnic posibile (*SBF—TP*)

II. *Importanţa obţinerii schemelor de bazare şi fixare tehnic posibile.*

Importanţa obţinerii celor n scheme de bazare şi fixare tehnic posibile (*SBF—TP*) poate fi rezumată astfel :

1. Prin determinarea *SBF—TP* se demonstrează că o schemă de bazare şi fixare nu este produsul (rezultatul) în exclusivitate al capacităţii, ingeniozităţii, fanteziei creatoare a proiectantului ci rezultatul aplicării unei metodologii ştiinţifice în care intră elemente tehnice, tehnologice, matematice, ştiinţific fundamentate

2. Prin determinarea $SBF-TP$ se creează premisele obiective ale trecerii de la principiul de proiectare „a vedea" soluţia, la principiul de proiectare „a alege" soluţia optimă, acesta din urmă fiind legat direct de existenţa a ceea ce trebuie să supui alegerii.

3. Elaborarea $SBF-TP$ reprezintă faza iniţială, de bază, în etapa optimizării schemelor de bazare şi fixare din metodologia ştiinţifică de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe maşini-unelte.

III. *Exemplu de lucru*

Tema. Să se determine cele n $(SBF-TP)$ la proiectarea unui dispozitiv pentru executarea alezajului $\varnothing\, d^{Td}$ la reperul „suport intermediar" (fig. 8).

Rezolvarea

1. *Ridicarea schiţei operaţiei.* În figura 8 se prezintă schiţa operaţiei. Operaţia se execută pe o maşină de găurit verticală cu coloană. Sînt puse în evidenţă suprafeţele prelucrate în operaţiile precedente, forţele de aşchiere şi greutate, mişcările sculei şi piesei în conformitate cu schema de aşchiere stabilită.

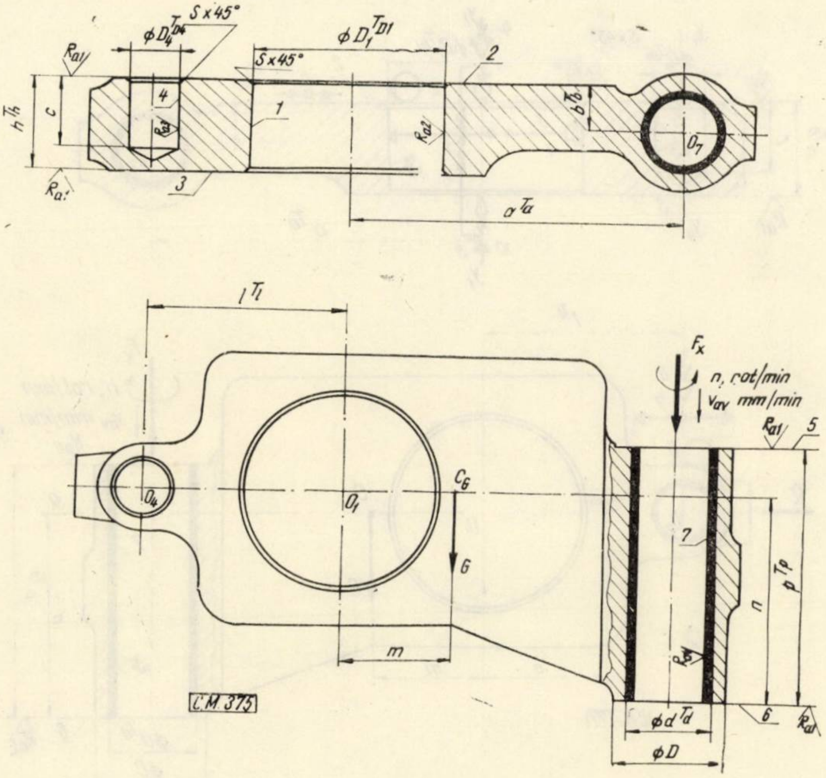


Fig. 8

2. *Evidenţierea condiţiilor tehnice impuse piesei la prelucrarea considerată.* Din desenul de execuţie a piesei, din prescripţiile tehnice de pe desenul de execuţie şi prin subînţelegere se evidenţiază următoarele condiţii :

C 1. respectarea cotei $\varnothing\ d^{Td}$;

C 2. axa suprafeţei *7* să fie perpendiculară în spaţiu pe axa suprafeţei 1 ;

C 3. respectarea cotei a^{Ta} ;

C 4. axa suprafeţei *7* să fie perpendiculară în spaţiu pe axa suprafeţei *4* ;

C 5. axa suprafeţei *7* să fie perpendiculară pe planul ce conţine axele suprafeţelor *1* şi 4 ;

C 6. respectarea cotei b^{Tb} ;

C 7. axa suprafeţei *7* să fie perpendiculară pe suprafeţele *5* şi *6* ;

C 8. axa suprafeţei 7 să fie paralelă cu suprafeţele 2 şi 3.

3. *Selectarea condiţiilor* (*obţinerea condiţiilor determinante*). Din analiza condiţiilor rezultă că prima condiţie C_1 va fi realizată prin alegerea corectă a sculei aşchietoare, iar celelalte şapte condiţii trebuie să fie asigurate prin procesul bazării piesei, definind poziţia suprafeţei prelucrate în raport cu alte suprafeţe de pe piesă.

Cele şapte condiţii (C_2-C_8) se clasifică în :

a) condiţii determinante (CD) : C_3, C_5, C_6 ;

b) condiţii echivalente (CE) : C_2 cu C_5, C_4 cu C_5, C_6 cu C_8 ;

c) condiţii incompatibile (*CI*): C_7.

În ipoteza că suprafeţele *5* şi *6* nu au fost prelucrate anterior cu respectarea paralelismului lor faţă de planul ce conţine axele suprafeţelor *1* şi *4*, condiţia C_7 este imposibilă în sistemul condiţiilor determinante, excluzîndu-se reciproc cu condiţia C_5. În cazul respectării condiţiei amintite, condiţia C_7 devine o condiţie rezultantă prin respectarea condiţiei determinante C_5.

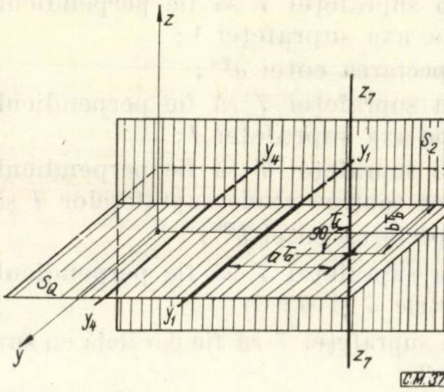

z
z7
y4
y1
S2
90°
bTb
aTa
x
SQ
y4
y1
y
z7
CM.376

Fig. 9

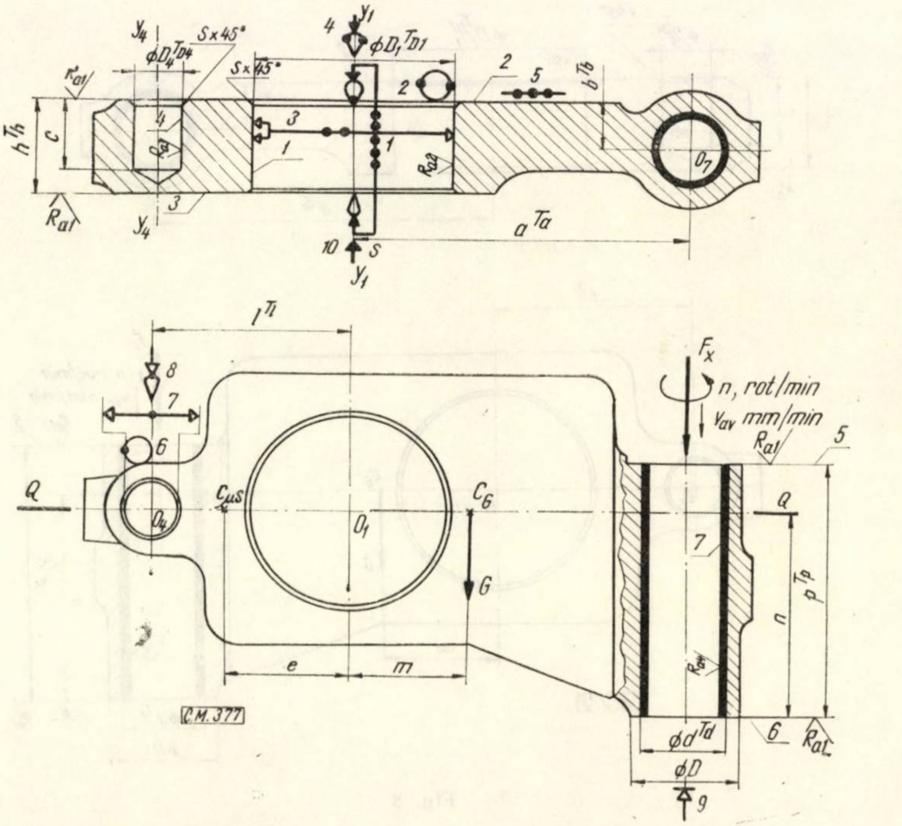

y4
S×45°
ϕD4 TD4
Ral
4
y1
ϕD1 TD1
S×45°
2
2
5
bTb
hTh
c
3
4
1
3
1
Ra2
O2
3
Ral
y4
aTa
10
S
y1
lTl
8
7
6
Q
C4S
O4
O1
CG
G
e
m
Fx
n, rot/min
vav mm/min
Ral
5
Q
7
ϕdTd
Ra
ϕd
ϕD
6
Ral
9
CM.377

Fig. 10

4. *Geometrizarea condiţiilor determinante* (*obţinerea extremelor condiţiilor determinante*). Ţinînd seamă de notaţiile din figura 9, condiţiile determinante C_3, C_5, C_6 pot fi geometrizate astfel:

$$C_3\ D_{z7-z7} \xleftrightarrow{a^{Ta}} D_{y1-y1};$$

$$C_5\ D_{z7-z7} \xleftrightarrow{\perp} S_Q;$$

$$C_6\ D_{z7-z7} \xleftrightarrow{b^{Tb}} S_2.$$

S-au obţinut astfel extremele condiţiilor determinante: extreme de tip dreaptă $D_{z7}-{}_{z7}$, $D_{y1}-{}_{y1}$ şi extreme de tip suprafaţă S_Q şi S_2.

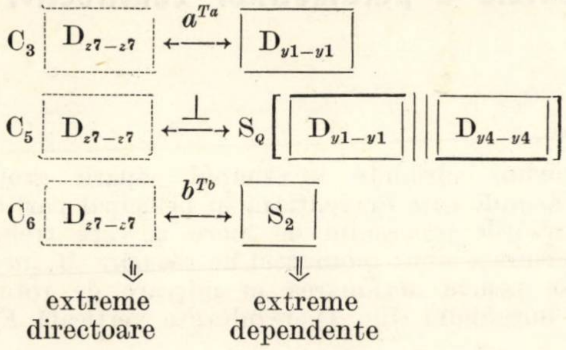
5. *Selectarea extremelor* (*obţinerea extremelor dependente*). Extremele condiţiilor determinante se grupează în:

a) extreme directoare (legate de scula aşchietoare): D_{z7-z7};

b) extreme dependente (legate prin condiţii de cele directoare): D_{y1-y1}; S_Q, S_2.

6. *Ordonarea extremelor dependente.* Extremul dependent S_Q, fiind definit implicit, au fost explicitate evidenţiindu-se extremele dependente D_{y1-y1} şi D_{y4-y4} care definesc respecti-

vul extrem implicit. Așadar, condițiile determinante C_3, C_5, C_6 pot fi retranscrise astfel:



Aplicînd criteriul frecvenței maxime, se constată că extremul dependent D_{y1-y1} are frecvența 2. Aplicînd apoi criteriul numărului maxim de grade de libertate legat prin materializarea extremelor se stabilește următoarea ordine de simbolizare a materializării extremelor:

I. D_{y1-y1};

II. S_2;

III. D_{y4-y4}.

7. *Simbolizarea materializării extremelor dependente (simbolizarea reazemelor principale).* În figura 10 au fost trecute simbolurile pentru fiecare extrem dependent după cum urmează:

— extremul dependent D_{y1-y1} considerat ca axă a suprafeței cilindrice interioare 1 poate fi materializat (în dispozitiv) și simbolizat (în schemă) prin elementul singular *1* sau elementele de tip dublet (2 + 5), (3 + 5) sau (4 + 5);

— extremul dependent S_2 poate fi materializat, respectiv simbolizat, prin elementul singular *5*;

— extremul dependent D_{y4-y4} poate fi materializat și respectiv simbolizat prin elementele 6,7 sau 8.

8. *Stabilirea schemelor de fixare și simbolizarea lor.* În timpul prelucrării, forțele Fx și G dau momente față de axa suprafeței cilindrice *1*, cu tendința de rotire a piesei în sensul acelor de ceasornic (fig. 10). Pentru a nu solicita elementele de dispozitiv ce materializează extremul dependent D_{y1-y1} și D_{y4-y4}, este necesară aplicarea unei forțe de strîngere S pe direcția D_{y1-y1} în sensul către elementul de reazem simbolizat cu *5*.

Ținînd seamă de ecuația de momente rezultă:

$$S\,\mu \cdot e \geqslant KFx \cdot a + G \cdot m,$$

$$S \geqslant \frac{KFx \cdot a + G \cdot m}{\mu \cdot e},$$

în care:

K este coeficientul de siguranță;
a, m, e — brațele forțelor ce lucrează pe piesă;
μ — coeficientul de frecare între suprafața *2* a piesei și elementul de reazem principal *5*.

Pentru exemplificare și concluzii, admițînd $K = 1{,}5$, $Fx = 150$ kgf, $a = 94$ mm, $G = 1$ kgf, $m = 40$ mm, $\mu = 0{,}2$ și $e = 40$ mm, se obține pentru S valoarea:

$$S = 2\,817 \text{ kgf}.$$

9. *Stabilirea reazemelor auxiliare și simbolizarea lor.* Se constată că forța de strîngere rezultă cu o valoare mare datorită faptului că momentul forței Fx are în schema de strîngere o pondere mare. De aici necesitatea de a introduce în schema de bazare și fixare un reazem auxiliar simbolizat cu *9* (fig. 10) pe direcția D_{y7-y7} cu influență directă asupra micșorării forței de strîngere S (simbol 10).

10. *Tabelă centralizatoare cu schemele de bazare și fixare tehnic posibile (SBF−TP).*

Tabela 3

SBF-TP	*B*									*F*
	B_1								B_2	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
I	●					●			●	
II	●						●		●	
III	●							●	●	
IV		●			●	●			●	●
V		●			●		●		●	●
VI		●			●			●	●	●
VII			●		●	●			●	●
VIII			●		●		●		●	●
IX			●		●			●	●	●
X				●	●	●			●	●
XI				●	●		●		●	●
XII				●	●			●	●	●

$n = 12$ SBF-TP

Din tabela 3 rezultă că $SBF-TP$ sînt în număr de $n = 12$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafețelor pe mașini-unelte. București, Editura tehnică, 1966.

[2] *Tache, V., Brăgaru, A.* Cu privire la așezarea pieselor în dispozitive de lucru la prelucrările pe mașini-unelte. În: Construcția de Mașini, nr. 6—7, 1966.

[3] *Tache, V., Brăgaru, A.* Considerații cu privire la simbolizarea schemelor de bazare ale pieselor în dispozitivele destinate prelucrării, controlului și asamblării. În: Construcția de Mașini, nr. 3, 1968.

[4] *Brăgaru, A.* Unele considerații privind metodologia de proiectare a dispozitivelor de lucru pentru prelucrările pe mașini-unelte. În: Construcția de Mașini, nr. 12, 1968.

CZ 624.132.3 : 621.95

Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi şi funcţionali ai burghielor de săpat gropi

Ing. Constantin CIOCÎRDIA – Şef lucrări Institutul politehnic Bucureşti
Ing. Ion ERHAN – Şef laborator ICMA

Ca urmare a cerinţei de a se proiecta şi fabrica în ţară maşini de săpat gropi pentru plantarea pomilor, a apărut şi necesitatea studierii şi cercetării mai aprofundate a problemelor pe care le ridică procesul de săpare a gropilor.

Datorită lipsei metodelor de calcul şi a datelor tehnico-ştiinţifice — teoretice şi experimentale — nu este posibilă alegerea jusificată a formei organelor de lucru (vîrful, cuţitele şi spira burghiului), a parametrilor constructivi principali şi a regimurilor de funcţionare optime. Lucrări în acest domeniu sînt în general foarte puţine, iar problemele tratate sînt insuficient studiate. Mai ales în ceea ce priveşte metodele de studiu şi de calcul pentru alegerea formei cuţitelor şi vîrful burghiului de săpat gropi, pentru stabilirea parametrilor geometrici ai acestora şi regimurilor optime de tăiere (aşchiere) a solului, astfel încît procesul de tăiere să se realizeze cu un consum minim de energie şi o productivitate mare, cercetările efectuate pînă în prezent sînt cu totul insuficiente.

Similar studiilor privind tăierea (aşchierea) diferitelor materiale şi în cazul prelucrării găurilor în sol cu ajutorul burghielor, studierea procesului de tăiere numai sub aspect teoretic nu poate duce la rezultate concludente care să servească la proiectarea şi exploatarea maşinilor respective. Determinarea relaţiilor de calcul şi a criteriilor pe baza cărora să se poată stabili forma şi dimensiunile vîrfurilor şi cuţitelor burghiului, precum şi regimul optim de lucru al acestora se poate face numai pe baza cercetărilor experimentale.

Metoda utilizată în cadrul cercetărilor experimentale are o deosebită importanţă atît din punctul de vedere al preciziei de înregistrare a mărimilor necesare a fi măsurate, cît şi sub aspectul efectuării cu uşurinţă a măsurărilor şi al prelucrării exacte a datelor obţinute. Metoda care răspunde cît mai bine acestor cerinţe este cea bazată pe tensometria electrică rezistivă.

În continuare, se prezintă modalitatea efectuării cercetărilor experimentale ale procesului de lucru al burghielor prin metoda tensometriei electrice rezistive, folosind maşina de săpat gropi MSG-1 fabricată la uzina Steaua Roşie—Bucureşti, în agregat cu tractorul U—650.

Mărimile de măsurat. Procesul de lucru al burghiului este caracterizat prin o serie de mărimi variabile în timpul săpării gropii. Mărimile care evidenţiază în principal particularităţile procesului de lucru şi care trebuie măsurate sînt : momentul de răsucire M_b necesar pentru acţionarea în mişcare de rotaţie a burghiului (fig. 1), rezultanta verticală F_z a forţelor ce acţionează asupra burghiului în timpul săpării gropii, turaţia n a burghiului şi viteza de coborîre (avansul) s a burghiului. De asemenea, este util să se măsoare şi presiunea p_e a uleiului în camera din faţa pistonului cilindrului hidrostatic al dispozitivului de ridicare şi coborîre a maşinii, deoarece este mărimea care caracterizează în principal funcţionarea instalaţiei hidrostatice a tractorului şi maşinii şi influenţează avansul burghiului.

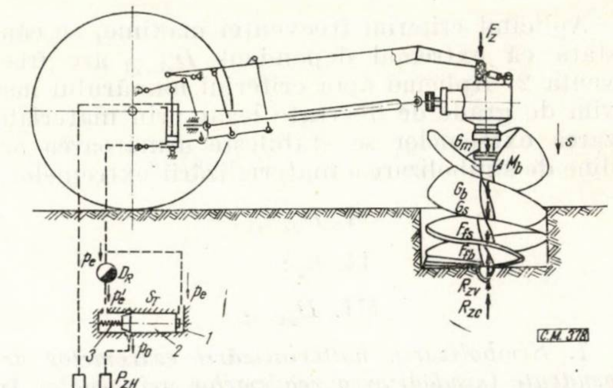


Fig. 1

Momentul de răsucire M_b, necesar pentru acţionarea burghiului în timpul săpării gropii se compune din următoarele momente :

M_g — momentul necesar pentru rotirea în gol a burghiului ;
M_v — momentul necesar pentru învingerea rezistenţei opuse de vîrful burghiului ;
M_c — momentul necesar pentru învingerea rezistenţei solului asupra cuţitelor ;
M_s — momentul necesar pentru învingerea rezistenţei la transportarea solului de către burghiu (din care ponderea cea mai mare o are momentul de rotaţie pentru învingerea frecării solului de peretele gropii) ;
M_r — momentul pentru învingerea frecării burghiului de peretele gropii.

Mărimile acestor momente, deși teoretic se pot exprima prin diferite relații, ele nu pot fi determinate cu exactitate acceptabilă, decît pe cale experimentală. Astfel, de exemplu, pentru momentul M_c necesar învingerii rezistenței solului asupra cuțitelor, se poate porni de la studiul forțelor ce acționează asupra acestora. La tăierea unui element de sol cu grosimea $\frac{S}{i}$ (în care i este numărul de cuțite ale burghiului) și lungimea dr, situat la distanța r față de axa burghiului (fig. 2), forțele care acționează asupra cuțitului sînt :

dF_d — rezistența solului la deformația acestuia și la ridicarea sa pe suprafața cuțitului ;

dF_t — rezistența solului la desprinderea așchiei sub acțiunea tăișului cuțitului ;

dF_i — rezistența solului tăiat la învingerea stării de inerție a acestuia.

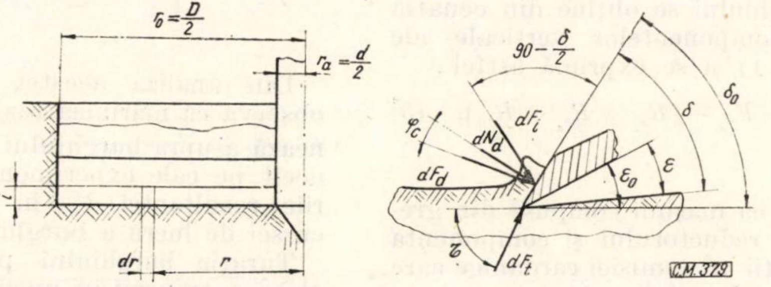


Fig. 2

Rezistența la deformația solului dF_d este rezultanta forței normale dN_d, dată de presiunea normală exercitată de sol pe suprafața de degajare a cuțitului și de forța de frecare dF_f pe această suprafață. Direcția rezistenței dF_d este deviată cu unghiul φ_c față de normala la suprafața de degajare a cuțitului.

Considerînd că mărimea forței dF_d este proporțională cu secțiunea așchiei de sol, relația de calcul al acesteia se poate scrie astfel :

$$\mathrm{d}F_d = k_d \frac{S}{i}\,\mathrm{d}r, \tag{1}$$

în care k_d este rezistența specifică la deformația solului și depinde în principal de proprietățile fizice ale solului (se exprimă în kgf/cm²).

Rezistența solului dF_t la desprinderea așchiei depinde în principal de compactitatea solului și de mărimea particulelor componente ale acestuia. La fel ca și în cazul precedent, se poate considera că mărimea forței dF_t este proporțională cu lungimea tăișului cuțitului și deci :

$$\mathrm{d}F_t = k_t \cdot \mathrm{d}r, \tag{2}$$

în care k_t este rezistența specifică la desprinderea așchiei de sol și depinde de proprietățile fizice ale solului și de grosimea tăișului cuțitului, kgf/cm.

Direcția acestei forțe este determinată de unghiul τ față de planul orizontal.

Rezistența dF_i la învingerea stării de inerție a solului tăiat se poate neglija deoarece s-a constatat că mărimea acestei forțe este foarte mică (circa 2%) față de forța totală ce acționează asupra cuțitului.

Momentul de răsucire dM_c pentru învingerea rezistenței create de un element de sol asupra cuțitului poate fi deci exprimat prin relația :

$$\mathrm{d}M_c = \left[k_d \frac{S}{i}\sin(\delta_0+\varphi_c) + k_t\cos\tau\right] r\,\mathrm{d}r, \tag{3}$$

în care δ_0 este unghiul pe care-l formează suprafața de degajare a cuțitului cu planul orizontal.

Integrînd această relație și ținînd seamă de numărul i de cuțite, se obține :

$$M_c = i\left[k_d \frac{S}{i}\sin(\delta_0+\varphi_c) + k_t\cos\tau\right]\int_{r_a}^{r_0} r\,\mathrm{d}r$$

și prin rezolvarea integralei, rezultă :

$$M_c = \frac{1}{2}\left[k_d S\sin(\delta_0+\varphi_c) + k_t i\cos\tau\right](r_0^2 - r_a^2)$$

sau :

$$M_c = 0{,}125\left[k_d S\sin(\delta_0+\varphi_c) + k_t i\cos\tau\right](D^2 - d^2), \tag{4}$$

în relația (4) $r_0 = \frac{D}{2}$, D fiind diametrul burghiului, iar $r_a = \frac{d}{2}$, d reprezentînd diametrul axului burghiului.

Valorile rezistențelor specifice ale solului k_d și k_t, precum și ale unghiului de frecare φ_c nu sînt cunoscute, astfel încît numai prin efectuarea măsurărilor experimentale se poate determina mărimea momentului M_c.

Problema este similară pentru toate celelalte componente ale momentului total de răsucire M_b, necesar acţionării burghiului. Înregistrînd momentul de răsucire din situaţia cînd burghiul se roteşte în gol, continuînd apoi în zona în care are loc pătrunderea vîrfului burghiului în sol, apoi în cea a intrării în acţiune a cuţitelor şi aşa mai departe pînă la săparea completă a gropii, se pot afla valorile tuturor momentelor de răsucire componente.

Rezultanta verticală F_z a forţelor ce acţionează asupra burghiului se obţine din ecuaţia de echilibru a componentelor verticale ale acestor forţe (fig. 1) şi se exprimă astfel:

$$F_z = G_m + G_b + G_s + F_{f_s} - (R_{z_v} + R_{z_c} + R_{f_b}), \quad (5)$$

în care:

G_m este greutatea maşinii compusă din greutatea reductorului şi componenta greutăţii transmisiei cardanice care revine la axul burghiului;
G_b — greutatea burghiului;
G_s — greutatea solului care se găseşte pe burghiu;
F_{fs} — forţa de frecare de peretele gropii, a solului care este ridicat de spira burghiului;
R_{z_v} — rezistenţa solului la pătrunderea vîrfului burghiului;
R_{z_c} — rezistenţa verticală a solului la acţiunea cuţitelor burghiului asupra acestuia;
F_{f_b} — forţa de frecare a burghiului de peretele gropii.

Pentru ca burghiul să execute groapa este necesar ca $F_z > 0$ şi să acţioneze în sensul coborîrii burghiului. Valorile unor componente ale acestei forţe $(G_m + G_b)$ se pot determina iniţial prin cîntărire, iar ale altora, deşi teoretic se pot exprima prin diferite relaţii, nu pot fi determinate cu exactitate acceptabilă decît pe cale experimentală. Astfel, de exemplu, rezistenţa verticală a solului R_{z_c} la acţiunea cuţitelor burghiului se poate exprima teoretic analizînd forţele rezistente ce acţionează asupra cuţitului la tăierea unui element de sol (fig. 2). Luînd în considerare relaţiile (1) şi (2), rezistenţa verticală $\mathrm{d}R_{z_c}$ a solului la acţiunea cuţitului, pentru o secţiune elementară de aşchie $\frac{S}{i}\,\mathrm{d}r$, poate fi exprimată cu relaţia:

$$\mathrm{d}R_{z_c} = \left[k_t \sin \tau - k_a \frac{S}{i} \cos (\delta_0 + \varphi_c)\right] \cdot \mathrm{d}r \cdot \quad (6)$$

Rezistenţa verticală $R_{z_{c1}}$ a solului la acţiunea unui cuţit se obţine prin integrarea relaţiei (6), deci:

$$R_{z_{c1}} = \left[k_t \sin \tau - k_a \frac{S}{i} \cos (\delta_0 + \varphi_c)\right]_{r_a}^{r_0} \mathrm{d}r.$$

Rezolvînd integrala, ţinînd seamă de numărul total i de cuţite ale burghiului şi înlocuind pe $r_0 = \frac{D}{2}$ şi $r_a = \frac{d}{2}$, rezultă:

$$R_{z_c} = 0{,}5 \left[k_t\, i \sin \tau - k_a S \cos (\delta_0 + \varphi_c)\right] (D - d) \quad (7)$$

Din analiza acestei relaţii se poate uşor observa că mărimea rezistenţei R_{z_c} care acţionează asupra burghiului nu se poate determina decît pe cale experimentală, înregistrînd valorile rezultantei F_z în diferite momente ale cursei de lucru a burghiului.

Turaţia burghiului pentru o anumită reglare a transmisiei maşinii se menţine aproape constantă în timpul săpării unei gropi. Variaţia turaţiei în funcţie de variaţia momentului rezistent la burghiu depinde de caracteristica de regulator a motorului tractorului.

Avansul burghiului se reglează prin modificarea secţiunii de curgere a uleiului prin droselul D_R (fig. 1). Pentru obţinerea mişcării de avans a burghiului, maneta distribuitorului instalaţiei hidrostatice a tractorului se cuplează în poziţia „flotant", astfel încît cele două camere ale cilindrului de lucru se pun în legătură cu rezervorul. Burghiul din poziţia „ridicat" începe să coboare sub acţiunea forţei F_z şi a greutăţii mecanismului maşinii şi ridicătorului tractorului. În această poziţie în care burghiul se găseşte deasupra suprafeţei solului, mărimea forţei F_z este dată de suma forţelor G_m şi G_b.

Datorită faptului că în timpul săpării gropii forţa F_z la axa burghiului variază ca mărime — după cum reiese din relaţia (5) — presiunea uleiului în camera din faţa pistonului cilindrului hidrostatic variază şi ea, producînd modificarea debitului droselului. Aceasta are drept consecinţă modificarea vitezei de translaţie a pistonului şi, prin urmare, a avansului burghiului. Din aceste considerente, precum şi din cele menţionate anterior [2], pentru măsurările experimentale este necesar ca la maşina MSG-1 să se introducă un stabilizator de debit S_T, cu ajutorul căruia se poate menţine constant debitul droselului la variaţii ale presiunii uleiului la intrarea în acesta, prin urmare la variaţii ale forţei rezultante la axa burghiului. În concluzie, avansul burghiului s-a obţinut mult mai constant, modificările mărimii acestuia în timpul săpării gropii (micşorarea sa) fiind mult mai mici şi provocate în special de cinematica mecanismului maşinii de săpat gropi [2].

Mărimea aproximativă a avansului burghiului se reglează deci iniţial cu ajutorul droselului, valoarea axactă rezultînd prin măsurare în timpul experimentărilor.

Aparatura şi dispozitivele traductoare. Mărimile ce se măsoară sînt caracterizate prin variaţii rapide în timpul unui ciclu de lucru determinat de săparea unei gropi (circa 10—40 s).

De o deosebită importanţă este şi cunoaşterea variaţiilor în acelaşi timp ale acestor mărimi. De aceea, se impune o înregistrare simultană a tuturor mărimilor ce se măsoară. Oscilograful magnetoelectric cu înregistrare pe hîrtie fotosensibilă oferă aceste posibilităţi. Se poate folosi oscilograful magnetoelectric de tip N 700 — prevăzut cu 14 canale, din care se vor utiliza 5 canale. Viteza de avans a oscilogramei poate fi aleasă de 40 mm/s, fiind acceptabilă pentru interpretarea tuturor fenomenelor dinamice. Se vor obţine astfel oscilograme cu lungimea de 0,4—2,0 m. Oscilograful este prevăzut cu o bază de timp de 10 Hz, care liniază transversal oscilograma pe toată lăţimea ei, avînd o precizie mai mare de 0,5%. Galvanometrii utilizaţi au frecvenţă de răspuns liniară pînă la 400 Hz şi o liniaritate în amplitudine mai bună de 0,5%.

Mărimile necesar a fi măsurate trebuie convertite în mărimi electrice. Pentru momentul de răsucire, forţa verticală rezultantă la axa burghiului şi presiunea uleiului în cilindrul de lucru se recurge la posibilităţile metodei tensometrice rezistive. Dispozitivele traductoare (captorii) sînt construite prin adaptarea unor organe ale maşinii, pe care sînt lipite mărcile tensometrice rezistive. Semnalele electrice obţinute de la aceste traductoare sînt amplificate cu ajutorul unor amplificatoare, separat pentru fiecare mărime.

Se poate folosi amplificatorul tensometric de tip RFT—4D3. Stabilitatea lui este foarte bună, iar erorile de neliniaritate în amplitudine sînt de maximum 0,5%. Erorile de frecvenţă a fenomenelor urmărite sînt de maximum 1 dB la frecvenţa de 1 000 Hz.

Turaţia şi avansul burghiului se pot măsura prin impulsuri electrice. Deci, aceste mărimi se deduc prin calcul, avînd la bază numărul de impulsuri în unitatea de timp. Cu toate că metoda este mai laborioasă la interpretarea oscilogramelor, ea prezintă avantajul unor dispozitive simple şi posibilităţi de eroare minime.

Pentru ca măsurările să poată fi făcute pe diferite terenuri este necesar să se utilizeze un laborator mobil dotat cu aparatura de înregistrare, amplificare, sursă de energie electrică, montate într-un microbuz. Legătura cu agregatul dotat cu traductoare se face cu ajutorul unui cablu special cu mai multe conductoare ecranate, conectarea realizîndu-se la o cutie terminală prevăzută cu o mufă cu mai multe contacte. Se asigură în felul acesta o deconectare uşoară la terminarea unei zile sau etape de lucru.

În figura 3 este arătată schema generală a aparaturii şi dispozitivelor necesare efectuării măsurărilor.

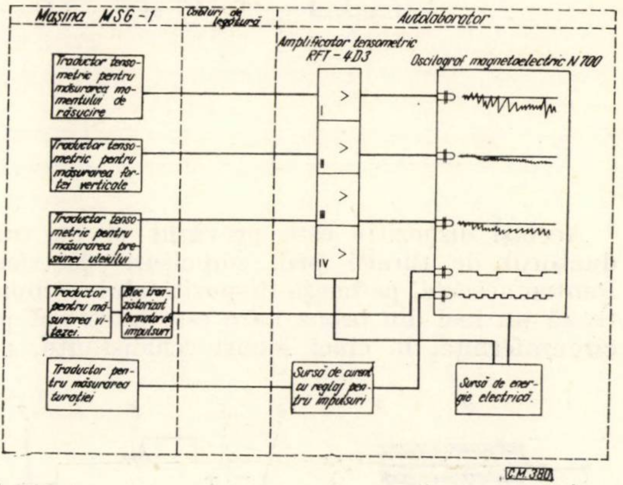
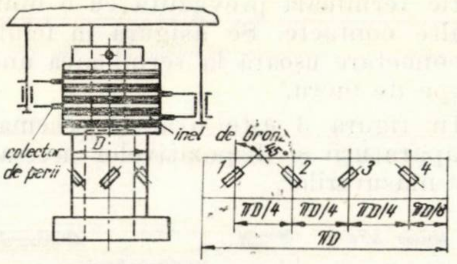

Maşina MSG-1
Cabluri de legătură
Autolaborator
Amplificator tensometric RFT-4D3
Oscilograf magnetoelectric N 700
Traductor tensometric pentru măsurarea momentului de răsucire
Traductor tensometric pentru măsurarea forţei verticale
Traductor tensometric pentru măsurarea presiunei uleiului
Traductor pentru măsurarea vitezei.
Bloc tranzistorizat formator de impulsuri
Traductor pentru măsurarea turaţiei
Sursă de curent cu reglaj pentru impulsuri
Sursă de energie electrică.
I
II
III
IV
C.M. 380

Fig. 3

Cuplarea burghiului la capătul arborelui de ieşire al reductorului-inversor se face printr-o bucşă canelată cu flanşă care oferă posibilitatea adaptării ei în vederea realizării dispozitivului traductor. Este necesar deci să se execute o nouă bucşă cu flanşe care, constructiv, să aibă partea cilindrică dintre caneluri şi flanşă mai lungă cu 60 mm decît în soluţia existentă la maşina MSG—1 [1].

Traductorul pentru măsurarea momentului de răsucire (fig. 4) se realizează prin lipirea pe partea cilindrică a bucşei, a patru mărci tensorezistive înclinate la 45° faţă de generatoare, în acelaşi plan transversal şi dispuse la 90° pe circumferinţă. Cele patru mărci sînt înseriate şi formează cele patru braţe ale unei punţi Weathstone, unde toate mărcile sînt active. Acest traductor este sensibil numai la deformările de torsiune şi anulează electric deformaţiile de compresiune, întindere şi încovoiere. Deformările cauzate de variaţiile de temperatură produc dilatări care sînt compensate tot electric de mărcile montate în punte completă.

Pentru transmiterea semnalelor electrice se montează un colector cu patru inele din bronz şi cîte două perii din cupru grafitat pentru fiecare inel, fixate pe o pereche de pîrghii strînse cu arc. Viteza periferică a inelelor este de circa 1 m/s, ceea ce este admisibil din punctul de vedere al neinfluenţării transmiterii semnalului electric de către variaţia rezistenţei de contact.


inel de bronz
colector de perii
D
1
2
3
4
πD/4
πD/4
πD/4
πD/8
πD

Acelaşi dispozitiv este prevăzut şi cu traductorul de turaţii prin impulsuri electrice. Pentru aceasta, pe bucşa dispozitivului se montează un inel din bronz care este întrerupt pe circumferinţă, în cinci locuri echidistante, cu material izolant (textolit). Părţile metalice ale acestui inel fac contact cu un inel metalic vecin. Pe fiecare din aceste inele se sprijină cîte o perie de cupru grafitat. La o rotaţie se realizează cinci contacte electrice, care sînt înregistrate pe oscilogramă. Schema de funcţionare este redată în figura 5 : *1* — inel întrerupt ; *2* — inel continuu ; *3* — perii ; *4* — cablu de legătură cu laboratorul nobil ; *5* — sursă de curent ; *6* — rezistenţă de reglaj ; *7* — galvanometru.

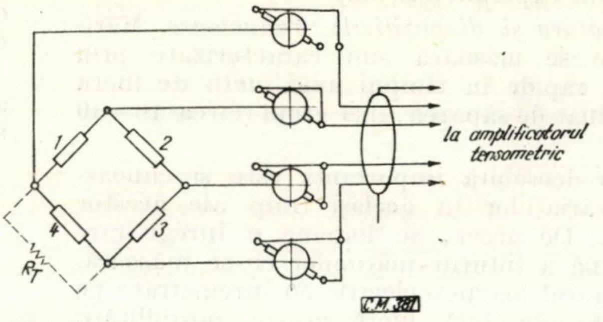

1
2
3
4
R_T
la amplificatorul tensometric
C.M.380

Fig. 4

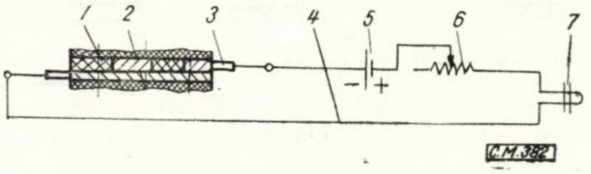
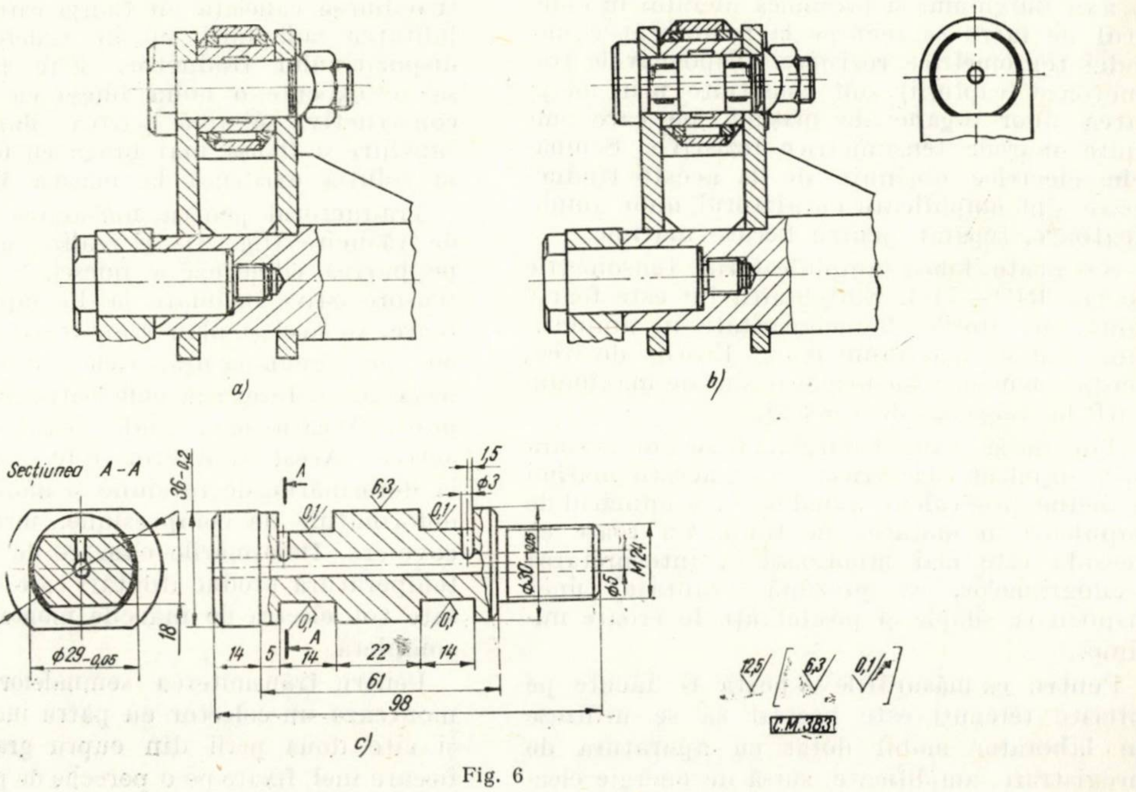

1
2
3
4
5
6
7
C.M.382

Fig. 5

Valoarea turaţiei burghiului se va calcula raportînd numărul de impulsuri la de cinci ori timpul înregistrat pe oscilogramă. Astfel :

$$n = \frac{I}{5\,t}\,60 = 12\,\frac{I}{t}\,,\ \text{rot/min,}$$


Secţiunea A-A
36-0,2
A
6,3
0,1
1,5
φ3
φ48
φ29-0,05
18
φ30
φ17
M12
0,1
A
14
5
14
22
14
61
98
12,5
6,3
0,1
C.M.383

a)

b)

c)

Fig. 6

în care :

I este numărul de impulsuri citite pe oscilogramă ;

t — timpul citit pe oscilogramă.

Pentru măsurarea forţei verticale F_z, cea mai simplă soluţie pentru realizarea unui traductor ar fi fost ca pe bucşa canelată cu flanşă, pe care sînt lipite mărcile pentru măsurarea momentului de răsucire, să se lipească şi mărcile necesare măsurării forţei axiale. Datorită faptului că forţele axiale sînt mai mici decît momentul de răsucire, secţiunea bucşei corespunzătoare mărimilor momentelor nu satisface condiţia de sensibilitate a înregistrării forţelor. De aceea, soluţia adoptată realizează măsurarea forţei F_z în articulaţia de îmbinare a corpului reductorului-inversor la lonjeronul principalal mecanismului maşinii, şi anume prin intermediul deformării celor două bolţuri ale îmbinării.

Soluţia constructivă, realizată la maşina MSG—1 (fig. 6, *a*), a articulaţiei reductorului-inversor la lonjeronul mecanismului, face ca bolţul, sub acţiunea forţei F_z, să fie supus la forfecare. Pentru a evita această solicitare care ridică greutăţi mari în măsurarea forţei (practic imposibil de realizat), este necesară prelucrarea unor degajări plane în bolţ (fig. 6, *b* şi 6, *c*), ceea ce face ca acesta să fie solicitat la încovoiere în loc de forfecare. Mărcile se lipesc pe fiecare suprafaţă plană astfel obţinută. În acest fel, modulul de rezistenţă W al secţiunii bolţului în porţiunea de lipire a mărcilor se micşorează, ceea ce permite mărirea alungirii specifice $\varepsilon\left(\varepsilon = \dfrac{\sigma}{E} = \dfrac{M}{WE}\right)$ pe direcţia produsă de forţa F_z şi deci creşterea sensibilităţii traductorului (parţial şi o selectivitate la forţa F_z).

Eliminarea influenţei celorlalte mărimi mecanice care solicită bolţurile se realizează prin conectarea într-o singură punte electrică a mărcilor tensometrice, legate în semipunte de la cele două bolţuri (fig. 7). Constructiv, bolţurile sînt dispuse simetric pe corpul reductorului-inversor şi, în cazul forţelor verticale F_z, semnalele ambelor semipunţi se însumează electric. Pentru celelalte mărimi mecanice, semnalele date de un bolţ sînt compensate de cele date de celălalt bolţ.

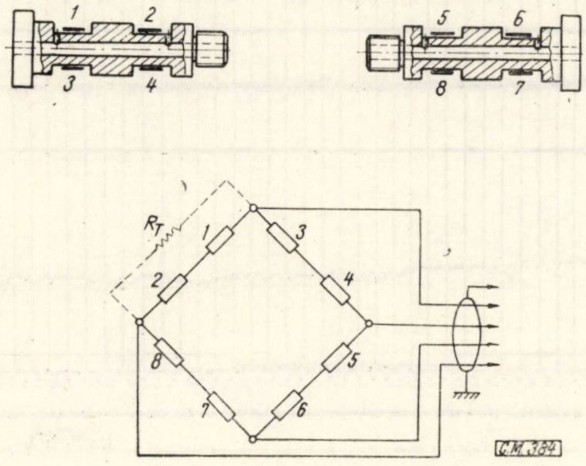


Fig. 7

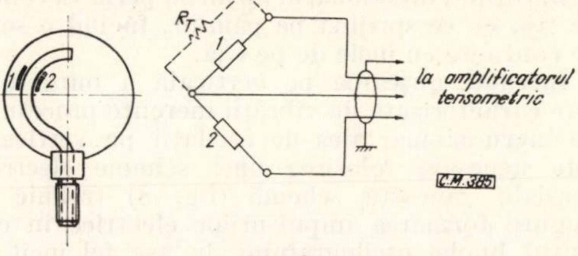


Fig. 8

Dispozitivul traductor pentru măsurarea presiunii uleiului în cilindru hidrostatic poate fi un manometru tensometric rezistiv al cărui element elastic este un tub Bourdon scurtat, pe care se lipesc mărcile tensometrice (fig. 8). Acest manometru tensometric asigură un semnal electric riguros liniar cu presiunea, are o mare sensibilitate şi este compensat termic.

Avansul burghiului se determină prin raportarea spaţiului parcurs de acesta la timpul respectiv. Pe oscilogramă, înregistrarea spaţiului parcurs se realizează prin impulsuri electrice obţinute de la un dispozitiv traductor special construit [1].

Dispozitivul (fig. 9) se compune dintr-o tijă şi se sprijină pe pămînt printr-un suport cu articulaţie sferică. Pe tijă, pe o lungime de circa 1 200 mm, se montează inele din cupru izolate, între ele şi faţă de tijă, cu inele de textolit. Distanţa dintre inele poate fi de 35 mm, iar

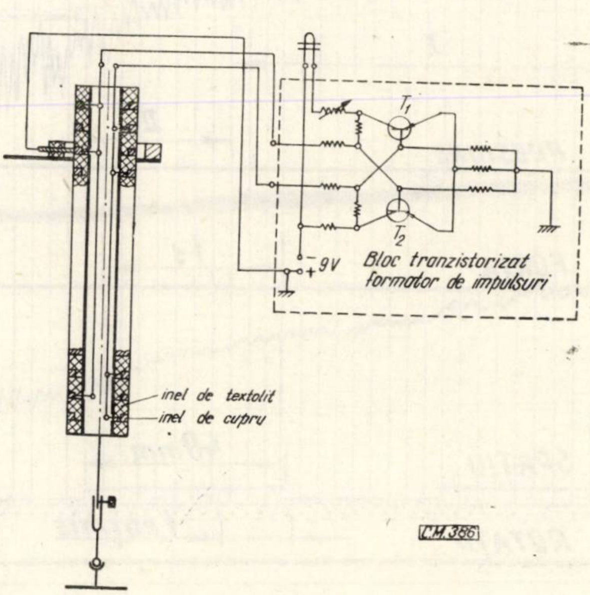


Fig. 9

lățimea inelului de 5 mm, astfel încît pasul va fi de 40 mm. De corpul reductorului se fixează un suport orizontal orientat spre înapoi și terminat cu un inel cu două role și o perie cu arc, izolate față de masă.

În timpul funcționării, inelul cu peria va coborî pe tija ce se sprijină pe pămînt, făcînd o serie de contacte cu inele de pe tijă.

Întrucît mișcarea pe verticală a burghiului este caracterizată de vibrații inerente procesului de lucru și mai ales de oscilații pe verticală, este necesară folosirea unei scheme electrice speciale. Această schemă (fig. 8) trebuie să asigure formarea impulsurilor electrice în circuitul buclei oscilografului, în așa fel încît să fie marcat numai primul contact între perie și inel, celelalte contacte nemaiinfluențînd curentul din buclă. Schimbarea curentului din buclă se va face numai la atingerea inelului următor. Procesul de mai sus se poate realiza prin utilizarea unui circuit basculant bistabil — formator de impulsuri.

Etalonarea traductoarelor tensometrice rezistive. Ca metodă pentru etalonarea traductoarelor tensometrice rezistive se poate folosi metoda deformării cu mărimi finite. Pentru marcarea pe oscilograme a scării de etalonare se utilizează metoda dezechilibrării punții tensometrice cu o rezistență de tarare R_T (fig. 4, 8 și 9), ce șuntează un braț al punții.

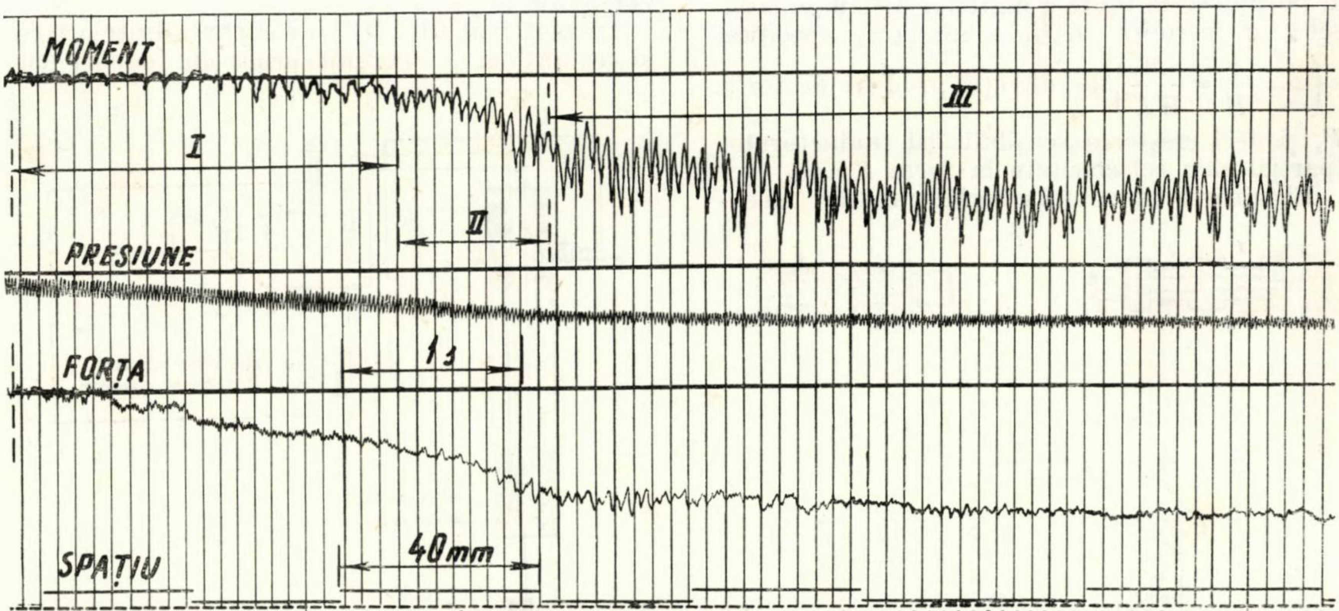


Fig. 11

În procesul de etalonare se stabilește raportul dintre valoarea amplitudinii pe oscilograma obținută prin deformare cu mărimi finite și cea a rezistenței de tarare. Cum există o liniaritate între valorile mărimii mecanice de deformare și amplitudinea obținută pe oscilogramă, se poate determina pentru ce valoare a mărimii de etalonare corespunde amplitudinea marcată pe oscilogramă de către rezistența de tarare.

Citirea și interpretarea oscilogramei. Cu ajutorul metodei descrise anterior s-au efectuat o serie de măsuri ale mărimilor stabilite, obținîndu-se oscilograme.

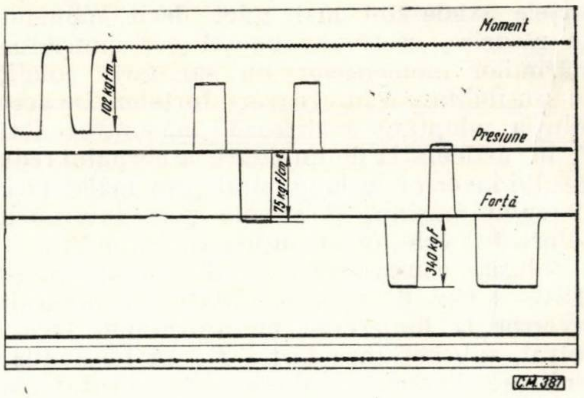


Fig. 10

În figura 10 se prezintă o porțiune de oscilogramă pe care au fost înregistrate tarările de referință pentru cele trei mărimi variabile : moment, presiune, forță. De remarcat că amplitudinile tarărilor pot fi mărite sau micșorate în funcție de valorile variabilelor în timpul lucrului, în așa fel încît înregistrările să nu depășească dimensiunile oscilogramei, constantele tarărilor rămînînd aceleași.

În figura 11 se prezintă o porțiune de oscilogramă obținută la efectuarea unei gropi. Se pot observa fenomenele dinamice ce se produc în timpul funcționării. Înregistrarea făcută pune în evidență principalele faze ale procesului de săpare. Astfel, faza notată cu I corespunde cu momentul luării contactului cu solul al vîrfului, pînă cînd cuțitele încep să taie vîrfurile denivelărilor. Din acest moment începe faza a II-a. Terminarea acestei faze este marcată de momentul cînd cuțitele sînt încărcate pe întreaga lor lungime, realizînd o suprafață continuă de tăiere și intrînd în faza a III-a de săpare normală.

Studiind în continuare oscilograma, se constată că, în faza I, curba momentului față de linia de zero, înregistrează o creștere ușoară a momentului mediu, ca urmare a valorilor mici ale momentului rezistent creat de vîrful burghiului.

În continuare, în faza a II-a, creșterea momentului mediu este mai rapidă, ca urmare a intrării în funcțiune a cuțitelor. În faza a III-a, datorită continuității suprafeței de tăiere, valoarea momentului se stabilizează, creșterea lentă a acestuia fiind provocată de modificarea ușoară a rezistenței de tăiere a solului.

Pentru calcularea puterii medii consumate de burghiu trebuie luată în considerație valoarea medie a momentului. Maximele înregistrate dau informații utile pentru dimensionarea organelor mașinii. Frecvența și amplitudinea stabilită cu ajutorul oscilogramei servesc verificării la oboseală a organelor respective.

Curba presiunii indică valoarea reducerii presiunii din cilindrul hidrostatic în timpul procesului de lucru, față de presiunea corespunzătoare necesară menținerii mașinii în poziția cu burghiul ridicat și care este marcată pe oscilogramă cu o linie continuă.

Ca și la înregistrarea presiunii, curba forței F_z reprezintă mărimea cu care se micșorează forța inițială din bolțuri, marcată prin linie continuă. Forța inițială este dată de greutatea burghiului, reductorului și a componentei transmisiei cardanice ce revine la reductor.

Spațiul parcurs de burghiu este reprezentat pe oscilogramă prin segmente de dreaptă dispuse paralel, fiecare segment indicînd 40 mm deplasare. Viteza burghiului se calculează raportînd lungimea segmentului la timp. Acesta este marcat prin linii transversale pe toată lățimea oscilogramei, spațiul dintre două linii alăturate reprezentînd 0,1 s.

Turația burghiului se calculează asemănător vitezei, avînd în vedere că pentru o rotație completă sînt marcate cinci impulsuri.

Concluzii. Metoda prezentată oferă posibilitatea efectuării cercetărilor experimentale ale procesului dinamic de lucru la mașinile de săpat, utilizîndu-se diferite organe de lucru și diferite regimuri de funcționare.

Fidelitatea înregistrării mărimilor care caracterizează procesul de lucru permite studierea amănunțită a fenomenelor, oscilogramele detaliindu-le în timp, în suficientă măsură, și asigurînd o precizie ridicată a mărimilor determinate.

Cercetările experimentale ce vor putea fi făcute cu această metodă permit stabilirea relațiilor de calcul necesare proiectării mașinilor de săpat gropi și alegerea rațională a organelor de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cioclrdia, C., Erhan, I.* și *Hilerin, R.* Contribuții privind metodica de cercetare a procesului de lucru la mașinile de săpat gropi cu avans prin greutate proprie. Lucrare comunicată la Sesiunea științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic București — octombrie 1968.

[2] *Cioclrdia, C.* Optimizarea parametrilor funcționali și constructivi ai mașinilor de săpat gropi. În : Construcția de Mașini, nr. 4, 1969.

CZ 621 : 539.3

Metoda elementelor finite

BO LUNDQVIST – Laboratorul central de fizică Atlas Copco – Stockholm

Laboratorul central de fizică este o parte din laboratoarele centrale ale întreprinderii Atlas Copco din Stockholm, Suedia, în care lucrează 160 de cercetători, ingineri și tehnicieni. În aceste laboratoare se desfășoară cercetări teoretice și experimentale asupra produselor din seria curentă sau viitoare, alimentînd producția cu surse noi de informații ca și cu asistență pentru dezvoltarea produselor.

Articolul de față reprezintă o încercare de a ilustra una dintre activitățile teoretice ale acestor laboratoare.

Atunci cînd se proiectează un element de construcție (un organ de mașină) din punctul de vedere al rezistenței, este de dorit să se cunoască proprietățile de rupere ale materialelor, ca și ecuațiile fizice reprezentînd relația între tensiuni și deformații specifice. Cu ajutorul acestora din urmă se caută să se determine cîmpul de tensiuni existent în piesă, pornind de la sarcinile și deplasările cunoscute. În majoritatea cazurilor însă, materialele sînt caracterizate prin valori obținute pe baza unor încercări mecanice, ca de exemplu rezistența la rupere la tracțiune, rezistența la rupere la compresiune, rezistența la oboseală etc. Chiar dacă relațiile dintre tensiuni și deformații se presupun a fi cunoscute cu suficientă exactitate, rămîne totuși porblema determinării cîmpului de tensiuni. În majoritatea cazurilor cunoașterea acestuia din urmă este limitată la cîteva valori experimentale. Trebuie introduși coeficienți de siguranță. Uneori nu prezintă o importanță prea mare faptul că elementul proiectat devine — fără a fi necesar — greu și voluminos; în alte cazuri însă (ca de exemplu în cazul aviației sau al tehnologiei spațiale) este extrem de important ca piesa să aibă o greutate redusă. Viitoarele cerințe, privind realizarea unor construcții mai elegante și utilizarea unor materiale speciale, va accentua necesitatea unei mai bune cunoașteri a cîmpului de tensiuni.

Specialiștii din domeniul fizicii materialelor și al mecanicii mediilor continue depun mari eforturi pentru a explica și a obține relațiile între tensiuni și deplasări și caracteristicile de rupere ale materialelor, ca și de a dezvolta metode adecvate, pentru o determinare mai exactă a cîmpului de tensiuni. Din cauza progresului rapid al calculatoarelor electronice numerice și a pătrunderii lor tot mai adînc în munca inginerului, metodele numerice au devenit din ce în ce mai atrăgătoare pentru determinarea cîmpului de tensiuni. Sînt posibile, în general, două metode de abordare a problemelor pe această cale. Una dintre ele constă în soluționarea ecuațiilor diferențiale, prin metoda diferențelor finite, bazată pe integrarea numerică, cealaltă, prin metoda elementelor finite. În cazul metodei diferențelor finite, funcțiile continue ale ecuațiilor diferențiale sînt înlocuite prin valori ale funcției într-un număr de puncte discrete, iar derivatele, prin rapoarte între diferențe. În cazul metodei elementelor finite, corpul ce trebuie studiat este împărțit într-un număr de mici porțiuni numite elemente. Elementul joacă un rol important; atunci cînd proprietățile lui sînt determinate, o parte importantă a problemei este rezolvată. Rezolvarea problemelor de elasticitate prin ambele metode arătate mai sus implică efectuarea unui număr apreciabil de calcule de algebră liniară, pentru care este necesar un calculator electronic numeric rapid și de dimensiuni mari.

În cadrul articolului de față se examinează metoda elementelor finite. Intenția articolului este de a stimula interesul pentru această metodă, de a da detaliile fundamentale și — într-o oarecare măsură — de a ilustra posibilitățile sale printr-un exemplu. Analiza prezentată aici este foarte condensată; se pot însă obține mai multe detalii din lucrările [1] și [2], citate la bibliografie. S-au stabilit și programe complete pentru calculatoare electronice numerice, scrise în limbajul Fortran IV, în lucrările [3] și [4].

Principiile metodei. După cum se știe „cărămizile și mortarul" corpurile solide sînt atomii și moleculele. Ele sînt aranjate fie în structuri regulate (cazul materialelor cristaline), fie în structuri dispuse aleatoriu (materiale amorfe). Oțelul și majoritatea rocilor sînt cristaline, iar sticla este amorfă. Corpurile cristaline sînt, în general, formate din mai multe cristale (corpuri policristaline), adică ele constau dintr-un număr de grăunți care au o structură regulată. Grăunții sînt însă orientați arbitrar.

O condiție — comună atît metodei diferențelor finite, cît și metodei elementelor finite — este ca corpurile ce se studiază să poată fi tratate ca un corp continuu, adică să aibă masa uniform distribuită. Aceasta înseamnă sau ca grăunții să fie mult mai mici decît elementele în care se împarte corpul, sau ca fiecare grăunte să fie format dintr-un singur element sau dintr-un număr de elemente. Este esențial ca fiecare element să aibă masa distribuită uniform. Această condiție nu este, de fapt, niciodată realizată în adevăratul sens al cuvîntului, dar aceasta nu are nici o consecință, din cauza dimensiunii reduse a atomilor. Se presupune acum că corpul pentru care trebuie determinat cîmpul de tensiuni este împărțit într-un număr finit de elemente, legate între ele într-un număr de puncte, denumite nodale. Deplasările punctelor nodale se aleg drept variabile necunoscute. Deplasarea punctelor în interiorul elementelor poate fi exprimată ca funcţie de coordonatele curente ale acestor puncte, de coordonatele punctelor nodale şi de deplasările acestora. Este important ca această funcţie de deplasare să fie definită în mod unic şi continuu, în interiorul limitelor elementului.

Se va considera acum cazul particular al unui element triunghiular *e*, avînd punctele nodale *i*, *j* şi *k*. În cele ce urmează se va presupune existenţa unei simetrii faţă de o axă. Aceasta înseamnă că fiecare element este un inel cu secţiunea triunghiulară, aşa cum se arată în figura 1. Cazurile de probleme plane pot fi tratate în mod asemănător. Cazul general tridimensional cere un calculator electronic cu memorie foarte mare şi de asemenea un timp îndelungat de efectuare a calculului; acestea fac ca un astfel de calcul să fie costisitor. Totuşi, într-un interval de timp relativ scurt, calculul cazurilor tridimensionale va căpăta, probabil, o metodică bine stabilită.

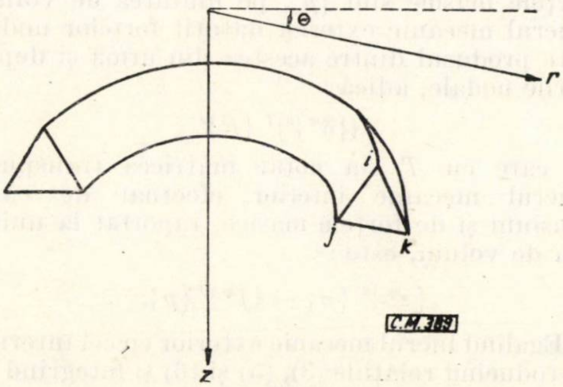


Fig. 1

Deplasarea punctelor nodale — adică variabilele necunoscute ale elementului *e* — poate fi prezentată condensat sub forma vectorului:

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_k \\ v_k \end{Bmatrix} \qquad (1)$$

unde $\{\delta_i\}$ este vectorul deplasării punctului nodal *i*, avînd componentele u_i şi v_i de-a lungul axelor *r*, respectiv *z* etc.

Funcţia de deplasare pentru un triunghi cu trei puncte nodale va fi aleasă de forma unei combinaţii liniare între *r* şi *z*:

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_1 + a_2 r + a_3 z \\ a_4 + a_5 r + a_6 z \end{Bmatrix} \qquad (2)$$

Constantele *a* se obţin introducînd deplasările nodale (1) în funcţia de deplasare, ceea ce duce la:

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = [A]\{\delta\}^e, \qquad (3)$$

unde:

$$A = \begin{bmatrix} A_i & 0 & A_j & 0 & A_k & 0 \\ 0 & A_i & 0 & A_j & 0 & A_k \end{bmatrix}$$

şi

$$A_i = \frac{1}{2\Delta}[r_j z_k - r_k z_j + (z_j - z_k) r + (r_k - r_j) z];$$

Δ este suprafaţa elementului şi r_i, z_i sînt coordonatele punctului nodal *i* etc., A_j şi A_k se pot obţine prin permutarea ciclică a indicilor. Forma aleasă pentru funcţia deplasărilor asigură continuitatea deplasărilor pentru elementele alăturate, deoarece deplasările variază liniar de-a lungul oricărei laturi a triunghiului. Impunînd deplasări identice punctelor nodale, vor apărea aceleaşi deplasări şi în lungul suprafeţelor dintre elemente. În acest mod condiţia de compatibilitate este satisfăcută.

Deformaţia specifică a elementului se obţine direct din deplasări. Pentru cazul deformaţiilor axial-simetrice vectorul deformaţiei specifice este:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_r \\ \varepsilon_\Theta \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dfrac{\partial v}{\partial z} \\ \dfrac{\partial u}{\partial r} \\ \dfrac{u}{r} \\ \dfrac{\partial u}{\partial z} + \dfrac{\partial v}{\partial r} \end{Bmatrix} \qquad (4)$$

Introducînd relaţia (3) în (4) se obţine:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e, \qquad (5)$$

unde:

$$[B] = [B_i, B_j, B_k],$$

în care, de exemplu:

$$B_i = \frac{1}{2\Delta}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & r_k - r_j \\ z_j - z_k & 0 \\ (r_j z_k - r_k z_j)\dfrac{1}{r} + z_j - z_k + (r_k - r_j)\dfrac{z}{r} & 0 \\ r_k - r_j & z_j - z_k \end{bmatrix}$$

S-a obținut astfel deformația specifică a punctelor din interiorul elementelor, în funcție de coordonatele curente ale punctelor, de coordonatele punctelor nodale și de deplasările acestora din urmă.

În figura 2 s-au indicat tensiunile σ_z, σ_r, σ_Θ și τ_{rz} diferite de zero, pentru cazul problemei axial-simetrice. Relația dintre tensiuni și deplasări specifice pentru un material cu comportare liniară este dată de :

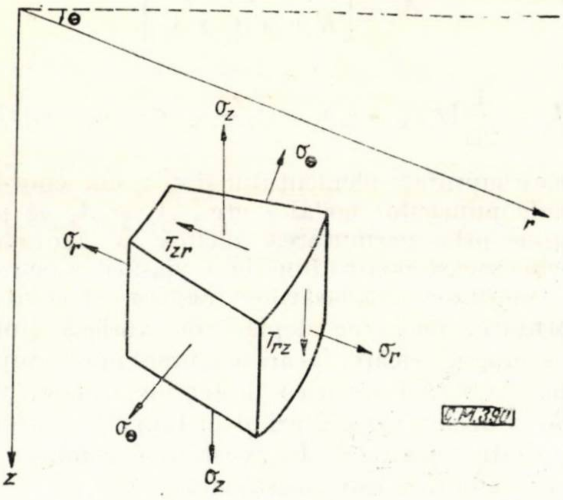


Fig. 2

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_r \\ \sigma_\Theta \\ \tau_{rz} \end{Bmatrix} = [\mathrm{D}] \begin{Bmatrix} \varepsilon_z \\ \varepsilon_r \\ \varepsilon_\Theta \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix} = [D]\{\varepsilon\} \qquad (6)$$

unde [D] este matricea de elasticitate, care în cazul corpurilor izotrope este :

$$D = \frac{E\,(1-v)}{(1+v)(1-2v)} \begin{bmatrix} 1 & \dfrac{v}{1-v} & \dfrac{v}{1-v} & 0 \\ \dfrac{v}{1-v} & 1 & \dfrac{v}{1-v} & 0 \\ \dfrac{v}{1-v} & \dfrac{v}{1-v} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dfrac{1-2v}{2(1-v)} \end{bmatrix}$$

S-a notat cu E modulul de elasticitate longitudinal și cu v coeficientul de contracție transversală.

Relația dintre tensiunile și deplasările punctelor nodale este dată de :

$$\{\sigma\} = [D]\ [B]\,\{\delta\}^e. \qquad (7)$$

Sarcinile ce acționează asupra unui element pot fi împărțite în :

1. tensiuni ce acționează la limitele conturului fiecărui element ;
2. forțe masice ce acționează în punctele din interiorul elementelor (de exemplu forțele de gravitație) ;
3. forțe externe ce acționează asupra corpului.

Este utilă introducerea așa-numitelor forțe nodale echivalente. Ele sînt forțe ce acționează asupra punctelor nodale ale elementelor și se poate considera că înlocuiesc forțele 1 și 2. Prin urmare :

$$\{F\}^e = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \\ F_k \end{Bmatrix} \qquad (8)$$

sînt forțele nodale echivalente ce acționează asupra elementului e în punctele sale nodale i, j și k. Este normal ca fiecare forță nodală echivalentă $\{F_i\}$ să aibă același număr de componente ca și deplasarea nodală corespunzătoare.

Forțele nodale echivalente se vor obține prin introducerea unei deplasări nodale virtuale arbitrare. Se scrie egalitatea între lucrul mecanic interior și cel exterior, efectuat de către aceste forțe și de către tensiunile ce iau naștere în timpul deplasării. Se notează cu $\{\delta^*\}^e$ deplasarea virtuală a elementului e și se presupune că forțele masice sînt $\{p\}$, pe unitatea de volum. Lucrul mecanic exterior datorit forțelor nodale este produsul dintre acestea din urmă și deplasările nodale, adică :

$$(\{\delta^*\}^e)^T\,\{F\}^e$$

în care cu T s-a notat matricea transpusă. Lucrul mecanic interior efectuat de către tensiuni și de forțele masice, raportat la unitatea de volum, este :

$$\{\varepsilon^*\}^T\,\{\sigma\} - \{f^*\}^T\{p\}.$$

Egalînd lucrul mecanic exterior cu cel interior, introducînd relațiile (3), (5) și (6) și integrînd pe întregul volum al elementului, se obține :

$$\{F\}^e = (\int[B]^T[D]\ [B]\ dV)\,\{\delta\}^e - \int[A]^T\,\{p\}\,\mathrm{d}V. \qquad (9)$$

În dezvoltările ulterioare se neglijează efectul forțelor masice.

$[c]^e = \int[B]^T[D]\ [B]\,\mathrm{d}V$ se numește matricea de rigiditate a elementului e. Pentru un element triunghiular cu trei puncte nodale, matricea de rigiditate a elementului are șase linii și șase coloane. Matricea $[c]^e$ leagă forțele nodale echivalente ale elementului cu deplasările ce le corespund. În același mod, matricea de rigiditate totală $[C]$ leagă mărimile menționate pentru întregul corp :

$$\{F\} = [C]\,\{\delta\}, \qquad (10)$$

unde :

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} \text{ și } \{\delta\} = \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \vdots \\ \delta_i \\ \vdots \\ \delta_n \end{Bmatrix}$$

dacă numărul total de puncte nodale este n.

Relația dintre $[C]$ și $[c]^e$ este :

$$[C_{ik}] = \sum_e [c_{ik}]^e, \qquad (11)$$

unde suma se efectuează pe toate elementele. Dacă unele dintre elementele $[c_{ik}]^e$ ale matricei lipsesc, rezultă că contribuția acestora este egală cu zero.

Prin aplicarea definițiilor date mai sus, condițiile de echilibru sînt satisfăcute în interiorul elementelor. Mai este acum necesar să se stabilească condițiile de echilibru în punctele nodale ale corpului (fig. 3). Nodul i este înconjurat de către elementele $a, \ldots, f$. Aceste elemente sînt expuse forțelor nodale echivalente $\{F_i\},^a \ldots, \{F_i\}^f$. Aceasta este echivalent cu a considera că punctul nodal este acționat de către forțele $-\{F_i\}^a, \ldots, -\{F_i\}^f$. Dacă se presupune de asemenea că punctul nodal este solicitat de către o forță externă $\{R_i\}$, ecuația de echilibru este :

$$-\{F_i\}^a - \{F_i\}^b - \{F_i\}^c - \{F_i\}^d - \{F_i\}^e - -\{F_i\}^f + \{R_i\} = 0. \qquad (12)$$

Considerînd întreaga structură și introducînd ecuația (10) în (12), se obține

$$[C]\{\delta\} = \{R\}. \qquad (13)$$

În figura 4 s-a dat un exemplu elementar. Ecuația de echilibru pentru acest caz este :

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc|ccc|ccc}
C_{11} & C_{12} & 0 & C_{14} & C_{15} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & C_{25} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & C_{32} & C_{33} & 0 & C_{35} & C_{36} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
\hline
C_{41} & 0 & 0 & C_{44} & C_{45} & 0 & C_{47} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} & C_{57} & C_{58} & C_{59} & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & C_{63} & 0 & C_{65} & C_{66} & 0 & 0 & C_{69} & 0 & 0 & 0\\
\hline
0 & 0 & 0 & C_{74} & C_{75} & 0 & C_{77} & C_{78} & 0 & C_{710} & C_{711} & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & C_{85} & 0 & C_{87} & C_{88} & C_{89} & 0 & C_{811} & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & C_{95} & C_{96} & 0 & C_{98} & C_{99} & 0 & C_{911} & C_{912}\\
\hline
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{107} & 0 & 0 & C_{1010} & C_{1011} & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{117} & C_{118} & C_{110} & C_{1110} & C_{1111} & C_{1112}\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{129} & 0 & C_{1211} & C_{1212}
\end{array}\right]
\left\{\begin{array}{c}
\delta_1\\ \delta_2\\ \delta_3\\ \delta_4\\ \delta_5\\ \delta_6\\ \delta_7\\ \delta_8\\ \delta_9\\ \delta_{10}\\ \delta_{11}\\ \delta_{12}
\end{array}\right\}
=
\left\{\begin{array}{c}
R_1\\ R_2\\ R_3\\ R_4\\ R_5\\ R_6\\ R_7\\ R_8\\ R_9\\ R_{10}\\ R_{11}\\ R_{12}
\end{array}\right\} \qquad (14)$$

Este evident că multe dintre elementele matricei sînt egale cu zero. Acest lucru rezultă evident din figura 4. Această situație este cu atît mai accentuată în cazul corpurilor reale de dimensiuni mari, la care majoritatea punctelor nodale sînt separate de un număr mare de elemente. Din cauza elementelor nule, matricea de rigiditate capătă o formă tipică, respectiv elementele diferite de zero sînt concentrate în lungul diagonalei. Această concentrare a elementelor nenule de-a lungul diagonalei prezintă o importanță deosebită pentru rezolvarea ecuației (14). Este, mai departe, clar că matricea poate fi împărțită în submatrice „în mod natural". Aceasta se indică prin liniile întrerupte trasate în cadrul ecuației (14). Matricea de rigiditate se numește matrice-bloc tridiagonală și este simetrică.

Rezolvare. Cazul ilustrat în figura 4 poate fi acum rezolvat ținînd seamă de condițiile la limită date. De exemplu se va considera o forță verticală $\{R_1\}$, aplicată în punctul nodal *1*, iar deplasările punctelor nodale *3*, *6*, *9*, *10*, *11* și *12* vor trebui să fie zero. Ecuațiile pot fi acum rezolvate prin metoda de eliminare Gauss și este comod să se lucreze în același timp cu toate submatricele. Ecuațiile (14) pot fi puse sub următoarea formă, în care sînt utilizate submatrice :

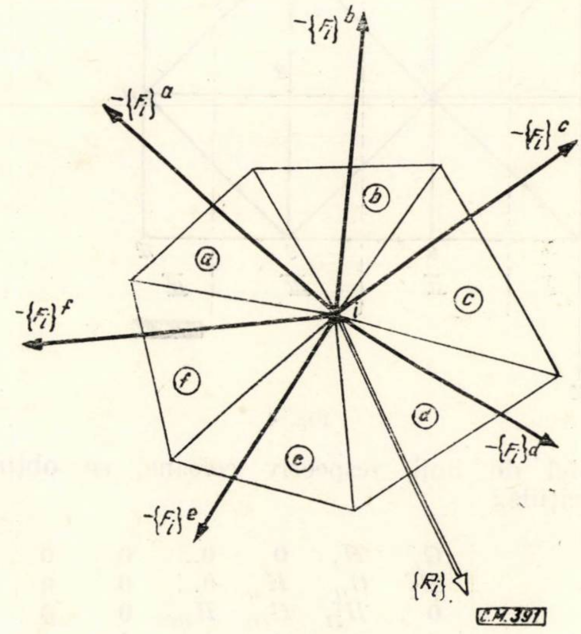


Fig. 3

$$\left[\begin{array}{cccc}
G_I & H_I & 0 & 0\\
H_I^T & G_{II} & H_{II} & 0\\
0 & H_{II}^T & G_{III} & H_{III}\\
0 & 0 & H_{III}^T & G_{IV}
\end{array}\right]
\left\{\begin{array}{c}
\delta_I\\ \delta_{II}\\ \delta_{III}\\ \delta_{IV}
\end{array}\right\}
=
\left\{\begin{array}{c}
R_I\\ R_{II}\\ R_{III}\\ R_{IV}
\end{array}\right\} \qquad (15)$$

unde $[G]$ şi $[H]$ sînt submatricele indicate prin liniile întrerupte introduse la ecuaţiile (14). (Ecuaţiile (14) sînt împărţite în cîte patru linii şi patru coloane.) În cazul în care există N

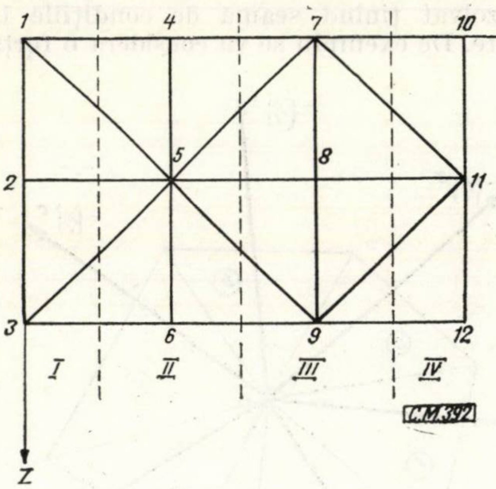


Fig. 4

astfel de linii, respectiv coloane, se obţin ecuaţiile :

$$\begin{bmatrix} G_I & H_I & 0 & 0.. & 0 & 0 & 0 \\ H_I^T & G_{II} & H_{II} & 0.. & 0 & 0 & 0 \\ 0 & H_{II}^T & G_{III} & H_{III}.. & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0... & H_{N-2}^T & G_{N-1} & H_{N-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0... & 0 & H_{N-1}^T & G_N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_I \\ \delta_{II} \\ \delta_{III} \\ \vdots \\ \delta_{N-1} \\ \delta_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_I \\ R_{II} \\ R_{III} \\ \vdots \\ R_{N-1} \\ R_N \end{Bmatrix} \qquad (16)$$

Necunoscutele $\{\delta_I\}$, $\{\delta_{II}\}$, ..., $\{\delta_N\}$ trebuie acum determinate prin rezolvarea sistemului (16). Introducînd deplasările nodale astfel obţinute în ecuaţia (7), se obţin tensiunile.

Metoda de eliminare a lui Gauss presupune că $\{\delta_I\}$ se elimină prin primele două ecuaţii, astfel ca ecuaţia ce rezultă să cuprindă numai necunoscutele $\{\delta_{II}\}$ şi $\{\delta_{III}\}$. Combinînd această nouă ecuaţie cu ecuaţia a treia, se poate elimina $\{\delta_{II}\}$ etc. În final rămîne o singură ecuaţie, avînd ca necunoscută pe $\{\delta_N\}$. Ea este de forma :

$$[\overline{G}_N]\,\{\delta_N\} = \{\overline{R}_N\}, \qquad (17)$$

$[\overline{G}_N]$ şi $\{\overline{R}_N\}$ fiind cunoscute, deoarece au fost determinate prin procedeul de eliminare succesivă arătat mai sus. Este deci posibil să se rezolve ecuaţia [17] prin inversiune directă, adică :

$$\{\delta_N\} = [\overline{G}_N]^{-1}\,\{\overline{R}_N\}. \qquad (18)$$

Celelalte deplasări $\{\delta_{N-1}\}$, $\{\delta_{N-2}\}$, ..., $\{\delta_I\}$ pot fi acum determinate prin substituţie inversă, deoarece s-au obţinut pe parcursul rezolvării relaţii între necunoscutele $\{\delta_{M-1}\}$ şi $\{\delta_M\}$.

De ce nu se calculează direct matricea inversă? Cu ajutorul calculatoarelor electronice numerice existente în prezent, acest lucru se poate face uşor pentru cazul reprezentat de ecuaţiile (14), la care matricea de rigiditate este de dimensiuni 24 × 24, dar nu se poate face pentru o problemă practică la care numărul de puncte nodale poate atinge 500. Matricea de rigiditate pentru un astfel de caz are dimensiunile 1 000 × × 1 000, adică numărul total de elemente ale acesteia ar atinge 1 000 000. Este probabil că va fi imposibil să se calculeze matricele inverse pentru un astfel de număr de elemente, mulţi ani de acum înainte. În prezent limita este de aproximativ 100 × 100.

Precizia. În ceea ce priveşte precizia metodei elementelor finite, experienţa arată că soluţia converge către cea exactă, atunci cînd dimensiunea elementelor scade. Se poate arăta că formularea de mai sus este echivalentă cu alta, în care energia potenţială totală este considerată ca o expresie funcţională, căreia i se impune condiţia de minim, dacă se consideră deplasările nodale drept parametri nedeterminaţi. Această formulare duce la valori ale energiei de deformaţie ceva mai mici decît cele reale. Există însă şi o altă formulare în care expresia funcţională este reprezentată de energia complementară totală. Acesteia i se impune condiţia de minim, în raport cu un sistem de tensiuni ce sînt în echilibru cu sarcinile aplicate. Această din urmă formulare duce la obţinerea unor valori ale energiei de deformaţie ceva mai mari decît cele reale, putîndu-se în acest mod obţine o limită superioară şi una inferioară ale soluţiei. Această metodă este considerată adeseori ca fiind mai complicată şi nu va fi tratată mai departe în cadrul acestui articol.

Exemplu. Pentru a examina precizia metodei elementelor finite, este comod să se studieze o problemă pentru care există o soluţie analitică. O astfel de problemă o constituie aşa-numita soluţie Boussinesq, pentru tensiunile ce iau naştere într-un spaţiu semiinfinit limitat de o suprafaţă plană, atunci cînd se aplică o sarcină punctiformă perpendicular pe suprafaţa menţionată. Această problemă poate ilustra ce se întîmplă în prima etapă de presare a unui dorn ascuţit în suprafaţa unei roci (fig. 5, *a*). Desigur că metoda elementelor finite este la fel de utilă pentru calculul forţelor exterioare necesare pentru a distruge suprafaţa rocii, ca şi pentru studierea mărimii forţelor pe care o construcţie le poate suporta. Soluţia Boussinesq este valabilă numai atîta timp cît nu a început pătrunderea dornului în rocă. Atunci cînd începe pătrunderea, soluţia dă valori neexacte în partea de corp care prezintă interes. Ea poate fi totuşi utilizată pentru a se verifica dacă a fost aleasă în mod corespunzător rețeaua de elemente și condițiile la limită. În figura 6 se indică condițiile la limită pentru exemplul ales. Exemplul

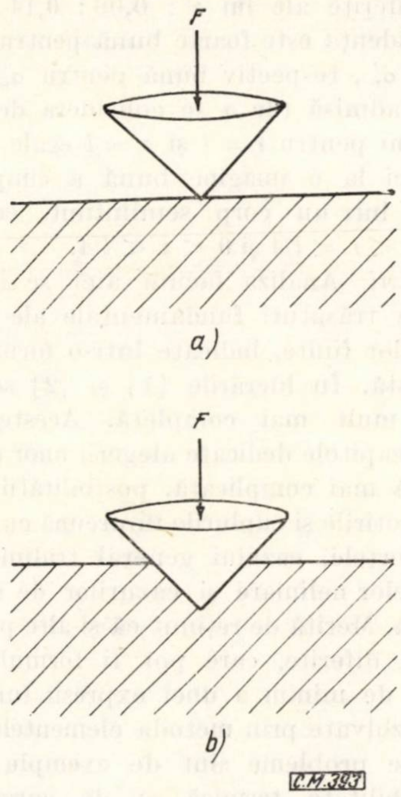


Fig. 5

este un cilindru de rază l și lungime l. Suprafața de jos și cea laterală sînt fixe, adică deplasările acestor suprafețe sînt nule. Acest cilindru este

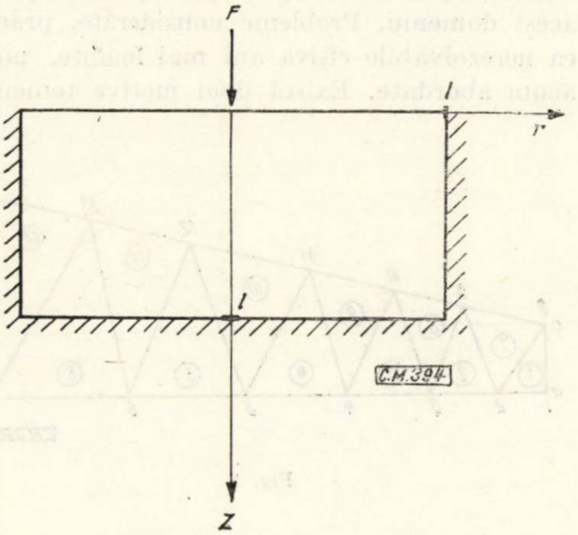


Fig. 6

departe de a fi un corp semiinfinit și este de așteptat ca pe suprafețele limită să nu existe o bună corespondență cu soluția lui Boussinesq. Se va căuta deci în continuare să se arate în ce măsură soluția este corespunzătoare în interiorul cilindrului.

Soluția analitică a lui Boussinesq este următoarea :

$$\sigma'_z = -\frac{3}{2\pi} z'^3 (r'^2 + z'^2)^{-\frac{5}{2}} ;$$

$$\sigma'_r = \frac{1}{2\pi} \left\{ (1 - 2v) \left[\frac{1}{r'^2} - \frac{z'}{r'^2} (r'^2 + z'^2)^{-\frac{1}{2}} \right] - \right.$$

$$\left. - 3r'^2 z' + (r'^2 + z'^2)^{-\frac{5}{2}} \right\} ; \tag{19}$$

$$\sigma'_\Theta = \frac{1}{2\pi} (1 - 2v) \left\{ -\frac{1}{r'^2} + \frac{z}{r'^2} (r'^2 + z'^2)^{-\frac{1}{2}} + \right.$$

$$\left. + z'(r'^2 + z'^2)^{-\frac{3}{2}} \right\} ;$$

$$\tau'_{rz} = -\frac{3}{2\pi} r' z'^2 (r'^2 + z'^2)^{-\frac{5}{2}} .$$

Soluția este scrisă sub formă normalizată, în care s-au introdus următoarele cantități adimensionale :

$$r' = \frac{r}{l} ;$$

$$z' = \frac{z}{l} ; \tag{20}$$

$$\sigma' = \frac{\sigma l^2}{F} ;$$

$$\tau = \frac{\tau l^2}{F} .$$

Soluția este aplicabilă pentru r și $z > 0$ Programele calculatorului electronic, utilizate pentru rezolvarea acestei probleme pe baza metodei elementelor finite la Atlas Copco Central Laboratories, care au fost dezvoltate de către prof. O.C. Zienkiewicz, împreună cu prof. Argyris și prof. Clough, reprezintă o autoritate în acest domeniu. Programele sînt bidimensionale și permit atît studiul materialelor neomogene, cît și al celor ortotrope.

Elementele în care se împarte cazul sînt triunghiulare, cu cîte un punct nodal la fiecare colț. Pînă acum numărul de elemente și punctele nodale s-au limitat la 900, respectiv 500.

Rețeaua geometrică aleasă este cea indicată în figura 7. Unul dintre avantajele metodei elementelor finite este acela că permite utilizarea unei rețele foarte flexibile de elemente. În principiu nu este necesar nici măcar ca două elemente să corespundă ca formă și dimensiuni. Aceasta înseamnă că este posibil să se utilizeze elemente de dimensiune mai redusă și de densitate mai mare în porţiunile corpului ce prezintă un interes mai mare. După cum se vede din figura 7, în cazul studiat s-au ales elemente foarte mari de-a lungul conturului exterior care, aşa cum s-a arătat, este considerat fixat. Numărul de elemente şi puncte nodale este aproape egal cu cel maxim, adică 900, respectiv 500. Pentru intrarea în calculatorul electronic sînt necesare informaţii privind condiţiile pe contur, proprietăţile materialului, coordonatele punctelor nodale şi marcajele atribuite acestora.

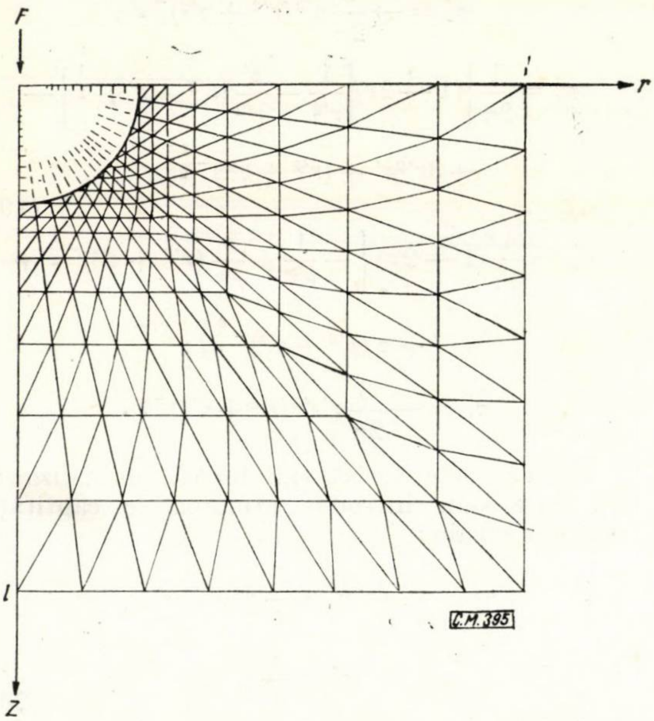


Fig. 7

Determinarea prin calcul manual a elementelor ce caracterizează reţeaua poate fi foarte laborioasă, mai ales într-un caz ca cel de faţă, în care toate elementele au dimensiuni diferite. În locul acestui calcul s-a elaborat un program pentru calculator, în vederea calculării punctelor ce formează reţeaua. Pentru acest program este necesar să se definească numai punctele de capăt şi intervalele unui număr de linii drepte, care sînt utilizate pentru construirea reţelei. Procedeul pentru determinarea acestor puncte este indicat în figura 8. Timpul de calcul necesar unui calculator electronic IBM 7090 este de 1 min pentru rezolvarea programului de generare a reţelei şi de 9 min pentru rezolvarea programului propriu-zis.

În figura 9 se dă o comparaţie între soluţiile obţinute prin metoda Boussinesq, respectiv prin metoda elementelor finite, pentru trei valori diferite ale lui z' : 0,06 ; 0,14 şi 0,24. Corespondenţa este foarte bună pentru valorile lui σ_z' şi σ_r' , respectiv bună pentru σ_Θ' şi τ_{rz}' . Ipoteza admisă (de a se considera deplasările conturului pentru $r = l$ şi $z = l$ egale cu zero) duce deci la o imagine bună a cîmpului de tensiuni într-un corp semiinfinit, cel puţin pentru $0 < r < l/4$ şi $0 < z < l/4$.

Concluzii. Analiza făcută aici se limitează la cîteva trăsături fundamentale ale metodei elementelor finite, indicate într-o formă foarte condensată. În lucrările [1] şi [2] se face o analiză mult mai completă. Aceste lucrări cuprind capitole dedicate alegerii unor elemente de formă mai complicată, posibilităţii de a se include rotirile şi cuplurile împreună cu deplasările şi forţele, cazului general tridimensional, problemelor neliniare şi cazurilor de solicitare dinamică. Merită de reţinut că şi alte probleme, cu totul diferite, care pot fi formulate prin condiţia de minim a unei expresii funcţionale pot fi rezolvate prin metoda elementelor finite. Astfel de probleme sînt de exemplu cele de conductibilitate termică şi de curgeri prin infiltrare.

Importanţa metodelor de calcul numeric este în continuă creştere, din cauza progreselor rapide ale calculatoarelor numerice. Metoda elementelor finite este numai un exemplu în acest domeniu. Probleme considerate, practic, ca nerezolvabile cîţiva ani mai înainte, pot fi acum abordate. Există deci motive temeinice de a urmări dezvoltările ce au loc în domeniul metodelor de calcul numeric şi, mai ales, de a utiliza din plin mijloacele înalte de asistenţă pe care acestea le oferă.

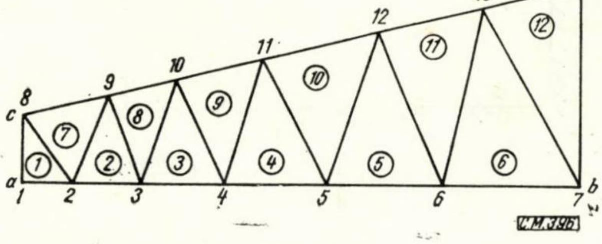


Fig. 8

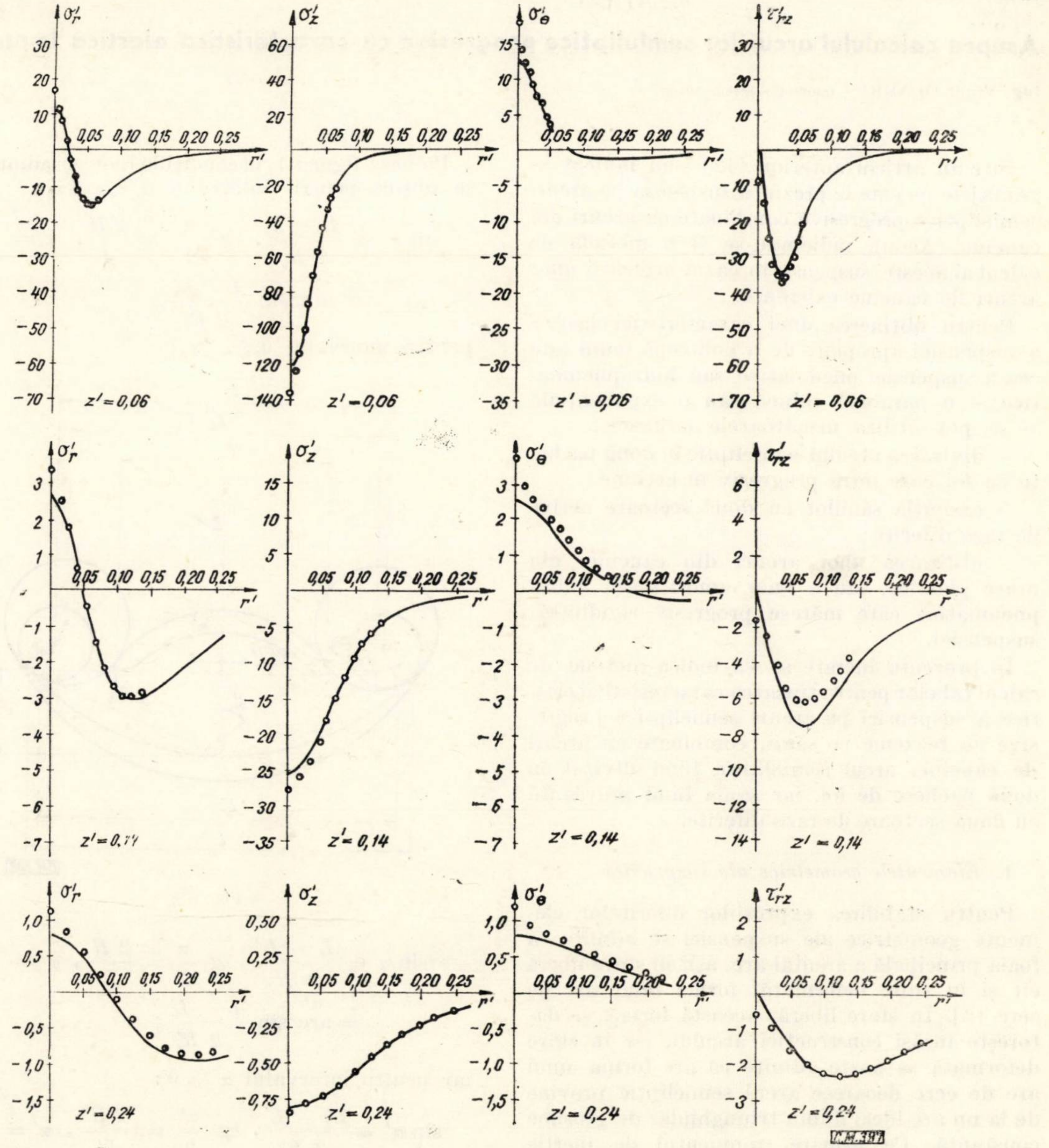


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zienkiewicz, O. C.* The finite element method in structural and continuum mechanics. Londra, Mc Graw-Hill, 1967.

[2] *Przemieniecki, J.S.* Theory of matrix structural analysis. Londra, Mc Graw-Hill, 1968.

[3] *Zienkiewicz, O. C.* Elastic program-Axisymmetric problems. Computer program report. Centre for numerical methods in engineering. University of Wales, Swansea, 1968.

[4] *Wilson, E. L.* A computer program for the dynamic stress analysis of underground structures. Structural Engineering Laboratory, University of California, Berkeley, Cal., 1968.

CZ 621.272.001.24

Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă

Ing. Virgil OLARIU – Institutul politehnic Brașov

Într-un articol anterior [12] s-au indicat avantajele pe care le prezintă suspensia pe arcuri semieliptice progresive combinate cu arcuri din cauciuc (Aeon), indicîndu-se și o metodă de calcul al acestei suspensii în cazul utilizării unor arcuri de cauciuc existente.

Pentru obținerea unei caracteristici elastice a suspensiei apropiate de o politropă (cum este cea a suspensiei pneumatice sau hidropneumatice) — o parabolă cubică sau o exponențială — se pot utiliza următoarele mijloace :

— divizarea arcului semieliptic în două pachete cu foi care intră progresiv în acțiune ;

— execuția săniilor cu două sectoare active de raze diferite ;

— utilizarea unor arcuri din cauciuc, din mase plastice, sau a unor amortizoare hidropneumatice care măresc progresiv rigiditatea suspensiei.

În prezenta lucrare se va indica metoda de calcul tabelar pentru trasarea caracteristicii elastice a suspensiei pe arcuri semieliptice progresive cu reazeme pe sănii, combinate cu arcuri de cauciuc, arcul semieliptic fiind divizat în două pachete de foi, iar sania fiind prevăzută cu două sectoare de raze diferite.

1. *Elementele geometrice ale suspensiei*

Pentru stabilirea expresiilor diferitelor elemente geometrice ale suspensiei se admite că foaia principală a arcului are, atît în stare liberă cît și în stare deformată, forma unui arc de cerc [2]. În stare liberă, această formă se datorește însăși construcției arcului, iar în stare deformată se poate admite că are forma unui arc de cerc deoarece arcul semieliptic provine de la un arc ideal dublu triunghiular de grosime constantă. Ca urmare, momentul de inerție geometric — pentru diferite secțiuni ale arcului — variază liniar, tot așa cum variază și momentul încovoietor în secțiunile respective. Aceasta arată că și după deformare raza de curbură a arcului este constantă ; ca urmare, arcul deformat are tot forma unui arc de cerc. Evident, în realitate vor exista oarecare abateri datorită formei trapezoidale a arcului real. De aceste abateri se va ține seamă în calculele de rezistență prin introducerea unor coeficienți de formă.

Pe baza figurii 1, în condițiile ipotezei admise, se obține pentru intervalul $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$;

$$\sin \alpha = \frac{L - L_s}{2\,R_s},\ \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2\,H}{L},\ \alpha = = \arcsin \frac{L - L_s}{2\,R_s}; \tag{1}$$

pentru intervalul $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$;

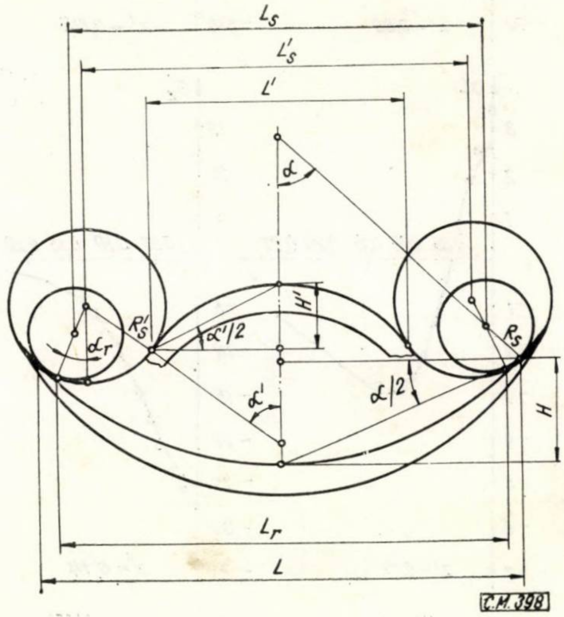


Fig. 1

$$\sin \alpha = \frac{L - L_s'}{2\,R_s'},\ \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{2\,H}{L},\ \alpha = = \arcsin \frac{L - L_s'}{2\,R_s'}; \tag{2}$$

iar pentru intervalul $\alpha' \geqslant 0$:

$$\sin \alpha' = \frac{L_s' - L'}{2\,R_s'},\ \operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2} = \frac{2\,H'}{L'},\ \alpha' = = \arcsin \frac{L_s' - L'}{2\,R_s'}, \tag{3}$$

avînd în vedere formulele cunoscute :

$$\sin \alpha = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}},\ \sin \alpha' = \frac{2\operatorname{tg}\frac{\alpha'}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2\frac{\alpha'}{2}} \tag{4}$$

Din relațiile (1), (2),(3) și (4) rezultă expresiile :

$$\sin \alpha = \frac{4HL}{L^2 + 4H^2},\ \sin \alpha' = \frac{4\,H'L'}{L'^2 + 4H'^2}, \tag{5}$$

Ţinînd seamă de condiţiile admise pentru micile deformaţii ale arcului semieliptic [8]:

$$H \leqslant 0{,}1\ L,\ H' \leqslant 0{,}1\ L',$$

rezultă :

$$H^2 \leqslant 0{,}01\ L^2,\ H'^2 \leqslant 0{,}01\ L'^2. \qquad (6)$$

Prin urmare, termenii $4H^2$ şi $4H'^2$ care intervin în relaţiile (5) pot fi neglijaţi în raport cu L^2 respectiv L'^2 fără a depăşi o eroare de 4%. În acest caz relaţiile (5) devin :

$$\sin\alpha = \frac{4H}{L},\ \sin\alpha' = \frac{4H'}{L'}. \qquad (7)$$

Pe baza relaţiilor (1), (2), (3) şi (7) se obţin expresiile :

$$\frac{L-L_s}{2\,R_s} = \frac{4H}{L},\ \frac{L-L_s'}{2\,R_s'} = \frac{4H}{L},\ \frac{L_s'-L'}{2\,R_s'} = \frac{4H'}{L'},$$

cu ajutorul cărora rezultă, pentru $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$:

$$H = \frac{L\,(L-L_s)}{8\,R_s}. \qquad (8)$$

Pentru $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$ se obţine :

$$H = \frac{L\,(L-L_s')}{8\,R_s'}, \qquad (9)$$

iar pentru $\alpha' \geqslant 0$:

$$H' = \frac{L'\,(L_s'-L)}{8\,R_s'}. \qquad (10)$$

Tot pe baza figurii 1 mai pot fi scrise relaţiile :

$$L_s' = L_s - 2\,(R_s' - R_s)\sin\alpha_r,\ L_r = L_s + 2R_s\sin\alpha_r \qquad (11)$$

Din figura 2 se obţin relaţiile :

$$f = H_0 - H - \Delta H,\ f' = H_0 + H' - \Delta H' \qquad (12)$$

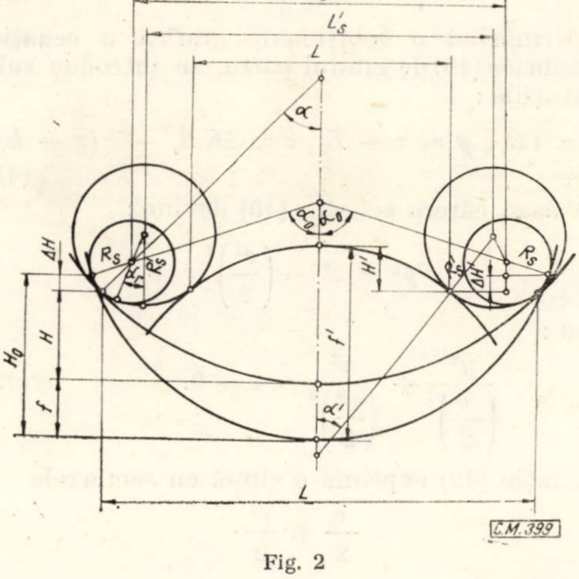


Fig. 2

în care ΔH şi $\Delta H'$ sînt funcţii de unghiul la centrul săniei.

Pentru $\alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$ rezultă :

$$\Delta H = R_s\,(\cos\alpha - \cos\alpha_0)\,; \qquad (13)$$

pentru $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$ se obţine :

$$\Delta H = R_s\,(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) + R_s'\,(\cos\alpha - \cos\alpha_r)\,; \qquad (14)$$

iar pentru $\alpha' \geqslant 0$ corespunde relaţia :

$$\Delta H' = R_s\,(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) + R_s'\,(\cos\alpha' - \cos\alpha_r). \qquad (15)$$

Din expresiile (12) şi (13) se deduce formula săgeţii pozitive a arcului cu foi :

$$f = H_0 - H - R_s\,(\cos\alpha - \cos\alpha_0), \qquad (16)$$

valabilă pe intervalul $\gamma_r \leqslant \alpha_r \leqslant \alpha \leqslant \alpha_0$.

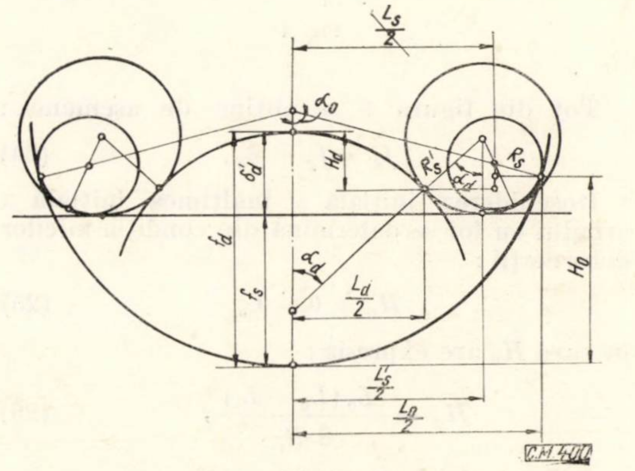


Fig. 3

Considerînd relaţiile (12) şi (14), se stabileşte formula săgeţii pozitive a arcului cu foi :

$$f = H_0 - H - R_s\,(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R_s'\,(\cos\alpha - \cos\alpha_r), \qquad (17)$$

valabilă pe intervalul $0 \leqslant \alpha \leqslant \alpha_r$.

Cu relaţiile (12) şi (15) se determină formula săgeţii negative a arcului cu foi :

$$f' = H_0 + H' - R_s(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R_s'\,(\cos\alpha' - \cos\alpha_r). \qquad (18)$$

Săgeata finală, săgeata statică şi deformaţia maximă negativă a arcului cu foi pot fi determinate, pe baza figurii 3, cu relaţiile :

$$f_d = H_0 + H_d - R_s\,(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R_s'\,(\cos\alpha_d - \cos\alpha_r)\,; \qquad (19)$$

$$f_s = H_0 - R_s\,(\cos\alpha_r - \cos\alpha_0) - R_s'\,(1 - \cos\alpha_r)\,; \qquad (20)$$

$$\delta_d' = H_d + R_s'\,(1 - \cos\alpha_d)\,; \qquad (21)$$

$$\delta_d' = f_d - f_s. \qquad (22)$$

Săgeata arcului cu foi la care intră în funcţiune arcul de cauciuc se determină, pe baza figurii 4, cu relaţia:

$$f_g = f_s - \delta_s. \tag{23}$$

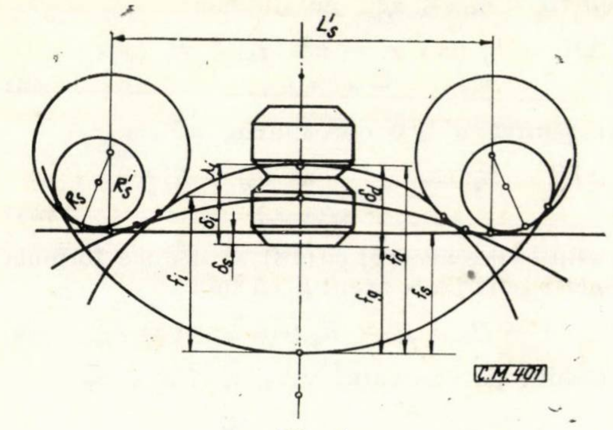


Fig. 4

Tot din figura 4 se obţine de asemenea:

$$f_d = f_g + \delta_d. \tag{24}$$

Deschiderea iniţială şi înălţimea iniţială a arcului cu foi se determină din condiţia micilor deformaţii:

$$H_0 = 0{,}1\ L_0, \tag{25}$$

în care H_0 are expresia:

$$H_0 = \frac{L_0\,(L_0 - L_s)}{8\ R_s}, \tag{26}$$

obţinută din relaţia (8).

Din formulele (25) şi (26) rezultă:

$$L_0 = L_s + 0{,}8\ R_s. \tag{27}$$

Unghiul la centrul săniei, corespunzător deschiderii iniţiale, se va determina, pe baza relaţiei (1), cu formula:

$$\alpha_0 = \text{arc sin}\ \frac{L_0 - L_s}{2\ R_s}. \tag{28}$$

Din relaţiile (27) şi (28) se obţine la limită:

$$\alpha_0 = \text{arc sin}\ 0{,}4 \simeq 23^\circ\ 40'. \tag{29}$$

Prin urmare, în condţiţia $H_0 = 0{,}1\ L_0$, unghiul α_0 este acelaşi pentru toate arcurile progresive cu foi, pe reazeme de tip „sanie", indiferent de dimensiunile lor. Ca urmare, relaţia (20) se va scrie sub forma:

$$f_s = H_0 + R_s\ (0{,}916 - \cos\ \alpha_r) - \\ - R'_s\ (1 - \cos\ \alpha_r) \tag{30}$$

sau:

$$f_s = 0{,}1\ L_0 + R_s\ (0{,}916 - \cos\ \alpha_r) - \\ R'_s\,(1 - \cos\ \alpha_r). \tag{31}$$

Din relaţiile (30) şi (27) rezultă pentru săgeata f_s expresia:

$$f_s = 0{,}1\ L_s + R_s\ (0{,}996 - \cos\ \alpha_r) - \\ - R'_s\,(1 - \cos\ \alpha_r), \tag{32}$$

care, pentru $\alpha_r = 0$, se reduce la forma [11]:

$$f_s = 0{,}1\ L_s - 0{,}004\ R_s. \tag{33}$$

Deschiderea arcului cu foi pentru o săgeată $f < f_r$ se determină utilizînd relaţia (16), care se scrie sub forma:

$$R_s \cos\ \alpha = H_0 - f + R_s \cos\ \alpha_0 - H. \tag{34}$$

Dacă se notează:

$$K = H_0 - f + R_s\ \cos\ \alpha_0, \tag{35}$$

relaţia (34) devine:

$$R_s\ \cos\ \alpha = K - H. \tag{36}$$

Din relaţiile (36) şi (8) se obţine:

$$R_s\ \cos\ \alpha = K - \frac{L\ (L - L_s)}{8\ R_s}. \tag{37}$$

Avînd în vedere relaţiile (1), funcţia $\cos\alpha$ se poate exprima sub forma:

$$\cos\ \alpha = \frac{1}{2\,R_s}\ \sqrt{4\ R_s^2 - (L - L_s)^2}. \tag{38}$$

Din (37) şi (38) rezultă:

$$\frac{1}{2}\ \sqrt{4\ R_s{}^2 - (L - L_s)^2} = K - \frac{L\,(L - L_s)}{8R_s}. \tag{39}$$

Notînd cu x deschiderea necunoscută ($L = x$) expresia (39) devine:

$$4\ R_s \sqrt{4\ R_s{}^2 - (x - L_s)^2} = 8KR_s - x\,(x - L_s),$$

care poate fi scrisă sub forma:

$$(8\ R_s^2)^2 - [8\ KR_s - x\ (x - L_s)]^2 = \\ = (4\ R_s)^2\ (x - L_s)^2. \tag{40}$$

Urmărind o soluţionare grafică a ecuaţiei algebrice (40) de gradul patru, se introduc substituţiile:

$$c = 4R_s,\ y = x - L_s,\ z = 8KR_s - x\,(x - L_s), \tag{41}$$

pe baza cărora ecuaţia (40) devine:

$$c^2y^2 + z^2 - \left(\frac{c^2}{2}\right)^2 = 0$$

sau:

$$\frac{y^2}{\left(\frac{c}{2}\right)^2} + \frac{z^2}{\left(\frac{c^2}{2}\right)^2} - 1 = 0. \tag{42}$$

Ecuaţia (42) exprimă o elipsă cu semiaxele

$$\frac{c}{2}\ \text{şi}\ \frac{c^2}{2}.$$

Avînd în vedere substituțiile (41), se poate scrie ecuația :

$$z = 8K\,R_s - L_s\,y - y^2, \tag{43}$$

care exprimă o parabolă.

La intersecția elipsei (42) cu parabola (43) se găsește valoarea numerică a lui y, apoi se determină deschiderea L cu relația :

$$L = L_s + y \tag{44}$$

dedusă din substituțiile (41), pentru $x = L$.

Deschiderea arcului cu foi pentru o săgeată $f > f_r$ sau $f' > f_r$ se determină utilizînd respectiv relațiile (17) sau (18) :

$$f = H_0 - H - R_s\,(\cos\,\alpha_r - \cos\,\alpha_0) - \\ - R'_s \cos\alpha + R'_s\,\cos\,\alpha_r\,; \tag{45}$$

$$f' = H_0 + H' - R_s\,(\cos\,\alpha_r - \cos\,\alpha_0) - \\ - R'_s\,\cos\,\alpha' + R'_s\,\cos\,\alpha_r. \tag{46}$$

Introducînd substituțiile :

$$K = H_0 - f + R_s\,\cos\,\alpha_0 + (R'_s - R_s)\,\cos\,\alpha_r\,; \tag{47}$$

$$K' = H_0 - f' + R_s \cos\,\alpha_0 + (R'_s - R_s)\,\cos\,\alpha_r\,; \tag{48}$$

$$c' = 4R'_s,\ y = x - L'_s\,; \tag{49}$$

$$z = 8KR'_s - x(x - L'_s)\,; \tag{50}$$

$$z = 8K'\,R'_s - x\,(x - L'_s) \tag{51}$$

și procedînd în mod analog cu cazul precedent ($f < f_r$), se obține elipsa :

$$\frac{y^2}{\left(\frac{c'}{2}\right)^2} + \frac{z^2}{\left(\frac{c'^2}{2}\right)^2} - 1 = 0 \tag{52}$$

și parabolele :

$$z = 8KR'_s - L'_sy - y^2\,; \tag{53}$$

$$z = 8K'R'_s - L'_sy - y^2. \tag{54}$$

La intersecția elipsei (52) cu parabola (53) sau (54) se găsește valoarea numerică a lui y, apoi se determină deschiderea arcului cu relația :

$$L = L'_s + y. \tag{55}$$

La reprezentarea grafică a elipselor (42) și (52) se vor alege scări convenabile astfel ca aceste elipse să fie practic reprezentate prin cercuri. În acest mod soluționarea grafică a ecuațiilor algebrice de gradul patru se va reduce la intersecții dintre cercuri și parabole. Pentru valori mici ale lui y termenul în y^2 din ecuațiile parabolelor (43), (53) și (54) poate fi neglijat, astfel rezolvarea grafică a ecuațiilor albegrice se reduce, în mod practic, la intersecții dintre cercuri și drepte.

2. *Caracteristica elastică teoretică a suspensiei*

Suspensia cu arcuri semieliptice progresive și cu arcuri de cauciuc se pretează la o caracteristică elastică impusă, care poate fi : parabolă cubică, adiabată (politropică) sau chiar o exponențială (caracteristica elastică ideală). Caracteristica impusă suspensiei va trebui să treacă prin punctele de coordonate (f_n, P_n) și (f_p, P_p) indicate în figura 5.

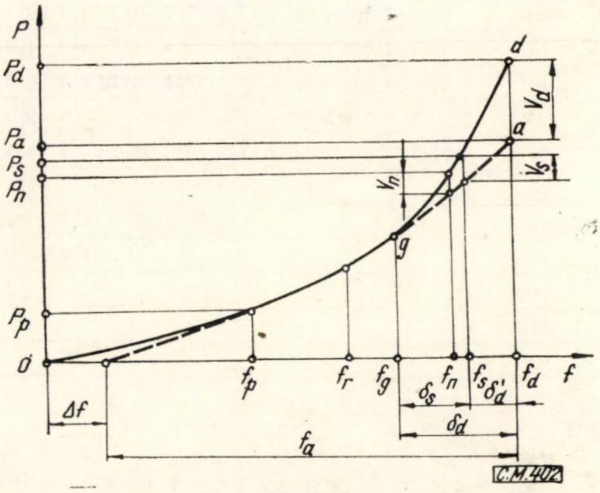


Fig. 5

Săgeata statică f_n, corespunzătoare sarcinii nominale P_n, se va alege din tabela 1 [13] în funcție de coeficientul dinamic ε al suspensiei și de viteza maximă a autovehiculului.

Coeficientul dinamic al suspensiei se determină cu formula :

$$\varepsilon = \frac{2Z_{2s}}{P_n}. \tag{56}$$

Săgeata f_p a pachetului superior de foi, la care intră în funcțiune întreg arcul cu foi, corespunde capacității portante P_p care trebuie să satisfacă condiția [11] :

$$P_p = (0{,}3 \sim 0{,}4)\,P_n. \tag{57}$$

În funcție de condițiile ce trebuie satisfăcute pentru ca punctul de coordonate (f_p, P_p) să se găsească pe curba ce reprezintă caracteristica elastică teoretică a suspensiei, se va alege săgeata f_p. Dacă se impune suspensiei o caracteristică elastică teoretică, avînd forma unei parabole cubice, de ecuație :

$$P = k^2\,(1 + \mu^2\,f^2)\,f, \tag{58}$$

coeficienții k și μ se vor determina din condiția ca parabola cubică (58) să treacă prin punctele de coordonate (f_p, P_p) respectiv (f_n, P_n). Se poate scrie deci :

$$P_p = f_p\,k^2 + f_p^3\,k^2\,\mu^2,\quad P_n = f_n\,k^2 + f_n^3\,k^2\,\mu^2 \tag{59}$$

Tabela 1

Valorile numerice ale coeficientului dinamic ε.

Viteza km/h	Săgeata statică a arcului f_n în mm																					
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
10	1,77	1,76	1,75	1,74	1,73	1,71	1,68	1,64	1,59	1,53	1,46	1,38	1,31	1,25	1,20	1,16	1,13	1,10				
20	1,81	1,80	1,79	1,77	1,75	1,74	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18	1,15	1,12				
30	1,89	1,88	1,86	1,83	1,80	1,77	1,75	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18	1,15	1,12			
40	2,01	1,99	1,95	1,92	1,87	1,83	1,79	1,76	1,72	1,68	1,62	1,56	1,50	1,44	1,37	1,30	1,24	1,18	1,15	1,12		
50	2,17	2,13	2,09	2,03	1,98	1,91	1,86	1,82	1,78	1,74	1,68	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18	1,15	1,12	
60	2,37	2,31	2,24	2,17	2,20	2,02	1,95	1,89	1,85	1,81	1,75	1,69	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18	1,15	1,12
70			2,40	2,32	2,24	2,14	2,06	1,99	1,93	1,89	1,83	1,77	1,70	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18	1,15
80					2,38	2,28	2,18	2,10	2,04	1,98	1,93	1,86	1,79	1,71	1,62	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24	1,18
90							2,31	2,22	2,17	2,10	2,03	1,96	1,89	1,81	1,72	1,63	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30	1,24
100									2,32	2,22	2,16	2,08	2,00	1,92	1,83	1,73	1,63	1,56	1,50	1,44	1,36	1,30
110										2,34	2,30	2,22	2,13	2,04	1,95	1,84	1,73	1,63	1,56	1,50	1,44	1,36
120												2,36	2,28	2,18	2,08	1,98	1,86	1,73	1,63	1,56	1,50	1,44

sau:

$$\frac{P_p}{f_n^3} = \frac{k^2}{f_p^2} + k^2\mu^2, \frac{P_n}{f_n^3} = \frac{k^2}{f_n^2} + k^2\mu^2. \tag{60}$$

Scăzînd prima din a doua relaţie (60), rezultă:

$$\frac{P_n}{f_n^3} - \frac{P_p}{f_p^3} = \frac{k^2}{f_n^2} - \frac{k^2}{f_p^2},$$

respectiv:

$$\frac{P_n f_p^3 - P_p f_n^3}{f_n^3 f_p^3} = \frac{f_p^2 - f_n^2}{f_n^2 \cdot f_p^2} k^2;$$

deci coeficientul k^2 are expresia:

$$k^2 = \frac{P_p f_n^3 - P_n f_p^3}{(f_n^2 - f_n^2) f_n f_p}, \tag{61}$$

din care se observă că pentru $k^2 > 0$ trebuie îndeplinită condiţia

$$f_p < f_n \sqrt[3]{\frac{P_p}{P_n}}. \tag{62}$$

Pentru a obţine expresia coeficientului μ^2 se scriu relaţiile (59) sub forma:

$$P_p = k^2 (f_p + f_p^3 \mu^2), \quad P_n = k^2 (f_n + f_n^3 \mu^2),$$

din care rezultă:

$$\frac{P_p}{f_p + f_p^3 \mu^2} = \frac{P_n}{f_n + f_n^3 \mu^2},$$

respectiv:

$$(P_p f_n^3 - P_n f_p^3)\,\mu^2 = P_n f_p - P_p f_n,$$

deci:

$$\mu^2 = \frac{P_n f_p - P_p f_n}{P_p f_n^3 - P_n f_p^3}. \tag{63}$$

Din această relaţie se constată că pentru $\mu^2 > 0$ trebuie îndeplinită condiţia:

$$f_p > f_n \frac{P_p}{P_n}. \tag{64}$$

Din (62) şi (64) rezultă domeniul în care trebuie să se încadreze săgeata f_p:

$$f_n \frac{P_p}{P_n} < f_p < f_n \sqrt[3]{\frac{P_p}{P_n}}. \tag{65}$$

În vederea reprezentării grafice a caracteristicii elastice teoretice se determină capacitatea portantă maximă a suspensiei P_d cu ajutorul relaţiei:

$$P_d = \delta \cdot P_n. \tag{66}$$

Pentru diferite valori ale săgeţii f se calculează tabelar valorile capacităţii portante P — folosind formula (58) — pînă la valoarea $P = P_d$ căreia îi corespunde săgeata maximă dinamică $f = f_d$.

3. *Caracteristica elastică efectivă a suspensiei*

Săgeata arcului nedivizat în pachete cu foi, determinată cu formula lui Mohr, are expresia [11]:

$$f = \frac{qPL^2(L + 2H \operatorname{tg} \alpha)}{4nba^3E}. \tag{67}$$

Numărul de foi ale pachetului superior se stabileşte, pe baza formulei (67), cu relaţia:

$$n_p = \frac{q_p P_p L_p^2 (L_p + 2H_p \operatorname{tg} \alpha_p)}{4nba^3 f_p E}. \tag{68}$$

Variaţia săgeţii Δf (fig. 5) se obţine pe baza relaţiilor :

$$P_p = \frac{4n_p ba^3 f_p E}{q_p L_p^2 (L_p + 2H_p \operatorname{tg} \alpha_p)}, \qquad P_p = \frac{4nba_3 (f_p - \Delta f) E}{qL_p^2 (L_p + 2H_p \operatorname{tg} \alpha_p)}, \tag{69}$$

care arată că sarcina preluată de pachetul superior cu n_p foi, la săgeata f_p şi deschiderea L_p, este egală cu sarcina preluată de un arc nedivizat cu n foi la săgeata $f_p - \Delta f$ şi la aceeaşi deschidere L_p.

Din relaţiile (69) rezultă :

$$\Delta f = \left(1 - \frac{n_p q}{nq_p}\right) f_p. \tag{70}$$

În relaţia (70) numărul de foi ale întregului arc se alege preliminar din condiţia :

$$n \geqslant n_p + 3, \tag{71}$$

care asigură pentru pachetul inferior, un număr de foi $n'_p \geqslant 3$.

După definitivarea numărului de foi ale întregului arc, se stabileşte numărul de foi ale pachetului inferior cu relaţia :

$$n'_p = n - n_p. \tag{72}$$

Capacitatea portantă a arcului cu foi, la deschiderea L_i, se determină cu relaţia :

$$P_{ai} = \frac{4nba^3 (f_i - \Delta f) E}{qL_i^2 (L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}, \tag{73}$$

dedusă pe baza relaţiei (67) prin înlocuirea săgeţii f cu $f_i - \Delta f$.

Capacitatea portantă a arcului cu foi, la deschiderea L_n corespunzătoare săgeţii statice f_n, se determină — pe baza formulei (73) — cu relaţia :

$$P_{an} = \frac{4nba^3 (f_n - \Delta f) E}{qL_n^2 (L_n + 2H_n \operatorname{tg} \alpha_n)}, \tag{74}$$

iar capacitatea portantă maximă a arcului cu foi se obţine tot pe baza formulei (73) :

$$P_a = \frac{4nba^3 (f_a - \Delta f) E}{qL_a^2 (L_a + 2H_a \operatorname{tg} \alpha_a)}. \tag{75}$$

Raportul între sarcină şi săgeată se exprimă pentru intervalul $L_p \leqslant L_i \leqslant L_0$, pe baza formulei (68), cu relaţia :

$$c_{pi} = \frac{4n_p ba^3 E}{q_p L_i^2 (L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}, \tag{76}$$

iar pentru intervalul $L_a \leqslant L_i < L_p$, pe baza formulei (73), cu relaţia :

$$c_{ai} = \frac{4nba^3 E}{qL_i^2 (L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}. \tag{77}$$

În vederea trasării curbei caracteristice a arcului cu foi, capacitatea portantă se va determina tabelar — pentru intervalul $L_p \leqslant L_i \leqslant L_0$ — cu formula :

$$P_{ai} = c_{pi} \cdot f_i, \tag{78}$$

iar pentru intervalul $L_a \leqslant L_i < L_p$, cu formula :

$$P_{ai} = c_{ai} (f_i - \Delta f). \tag{79}$$

Efortul unitar de încovoiere în mijlocul pachetului superior de foi, pentru o sarcină $P_{ai} < P_p$ se determină cu formula [11] :

$$\sigma = \frac{6af_i E}{q_p L_i^2}, \tag{80}$$

iar pentru o sarcină $P_{ai} > P_p$, se determină — pe baza formulei lui Navier — cu relaţia :

$$\sigma = \frac{3(L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}{2ba^2} \left(\frac{P_p}{n_p} + \frac{P_{ai} - P_p}{n}\right) \tag{81}$$

sau cu relaţia :

$$\sigma = \frac{3(L_i + 2H_i \operatorname{tg} \alpha_i)}{2ba^2} \left(\frac{P_p}{n_p} + \frac{P_i - V_i - P_p}{n}\right). \tag{82}$$

Efortul unitar de încovoiere în mijlocul pachetului superior — la solicitarea statică a arcului — se verifică pe baza formulei (81), care devine în acest caz :

$$\sigma = \frac{3(L_n + 2H_n \operatorname{tg} \alpha_n)}{2ba^2} \left(\frac{P_p}{n_p} + \frac{P_{an} - P_P}{n}\right) \leqslant \sigma_a. \tag{83}$$

Efortul unitar de încovoiere în mijlocul pachetului superior, pentru poziţia orizontală a arcului cu foi, se determină cu formula (82) în care se consideră : $L_i = L'_s$, $H_i = 0$, $P_i = P_s$, $V_i = V_s$. În aceste condiţii se obţine :

$$\sigma = \frac{3L'_s}{2ba^2} \left(\frac{P_p}{n_p} + \frac{P_s - V_s - P_p}{n}\right). \tag{84}$$

Dacă $V_s = 0$, formula (84) se reduce la expresia efortului unitar indicată în lucrarea [6], iar dacă $P_p = 0$ (arc nedivizat în pachete cu foi), formula (84) se reduce la relaţia [11] :

$$\sigma = \frac{3 (P_s - V_s) L'_s}{2nba^2}. \tag{85}$$

Deformaţia arcului de cauciuc la o săgeată f a arcului cu foi se obţine pe baza figurii 4, cu relaţia :

$$\delta_i = f_i - f_g = f_d - \lambda_i. \tag{86}$$

Sarcina preluată de arcul de cauciuc la o săgeată f_i a arcului cu foi se stabileşte cu formula :

$$V_i = P_i - P_{ai}. \tag{87}$$

Pentru alegerea arcului de cauciuc se va avea în vedere că sarcina $V_n = P_n - P_{an}$ trebuie să corespundă la deformația $\delta_n = f_n - f_g$, sarcina $V_s = P_s - P_{as}$ rebuie să corespundă la deformația $\delta_s = f_s - f_g$, iar sarcina $V_d = P_d - P_a$ la deformația $\delta_d = f_d - f_g$.

În cazul proiectării unui arc de cauciuc, sarcinile V_i preluate la deformațiile δ_i se vor determina din caracteristica elastică a suspensiei ca diferență între ordonatele măsurate pe curba caracteristică teoretică a suspensiei, de la g la d (fig. 5), și cele măsurate — la aceleași săgeți — pe curba caracteristică a arcului cu foi, de la g la a.

Pe baza valorilor sarcinii preluate de arcul de cauciuc, la diferite deformații ale sale, se va trasa caracteristica elastică a acestuia.

4. *Aplicație numerică pentru suspensia punții din spate a autobasculantei SR—15—10*

Mărimile stabilite prin tema de proiectare sînt :

$P_n = 3400$ kgf, $L_s = 145$ cm, $b = 9$ cm $a = 1$ cm.

În plus se mai aleg următoarele mărimi :

$R_s = 25$ cm, $R'_s = 40$ cm, $\alpha_0 = 23°40'$, $\alpha_r = 11°30'$.

Deschiderea inițială se determină cu formula (27) :

$$L_0 = 145 + 0{,}8.25 = 165 \text{ cm}.$$

Înălțimea inițială se obține cu relația (25) :

$$H_0 = 0{,}1 \cdot 165 = 16{,}5 \text{ cm}.$$

Distanța L'_s se calculează cu prima relație (11) :

$$L'_s = 145 - 2\ (40 - 25)\ 0{,}1994 \simeq 139 \text{ cm}.$$

Săgeata f_s se determină cu formula (31) :

$$f_s = 0{,}1 \cdot 145 + 25\ (0{,}996 - 0{,}98) - 40\ (1 - 0{,}98) = 14{,}1 \text{ cm}.$$

Coeficientul dinamic se alege $\varepsilon = 1{,}78$, aproximativ egal cu cel corespunzător autocamionului SR—113, pentru care ε s-a determinat cu formula (56) pe baza datelor din lucrarea [12].

În funcție de coeficientul dinamic ε și de viteza maximă a autobasculantei $v_{max} = 80$ km/h, se citește din tabela 1 săgeata statică $f_n = 13{,}1$ cm.

În vederea stabilirii deschiderii L_n, corespunzătoare săgeții statice f_n, se calculează constanta K_n pe baza relației (47) :

$$K_n = 16{,}5 - 13{,}1 + 25 \cdot 0{,}916 + (40 - 25)0{,}98 = 41.$$

Cu relația (50) se obține parabola :

$$z = 8.41 \cdot 40 - 139y - y^2,$$

care, prin neglijarea termenului în y^2, degenerează în dreapta D_n avînd ecuația :

$$z = 13\,100 - 139y.$$

Pe baza relațiilor (49) se determină $c' = 4.40 = 160$ și apoi se scrie ecuația elipsei E folosind formula (52) :

$$\frac{y^2}{80^2} + \frac{z^2}{12\,800^2} - 1 = 0.$$

Pentru ca această elipsă să fie reprezentată grafic printr-un cerc (fig. 6), între scara ordonatelor și absciselor s-a folosit relația $\lambda_z = 160\lambda_y$. La intersecția elipsei E cu dreapta D_n se găsește valoarea $y_n = 2$ cm.

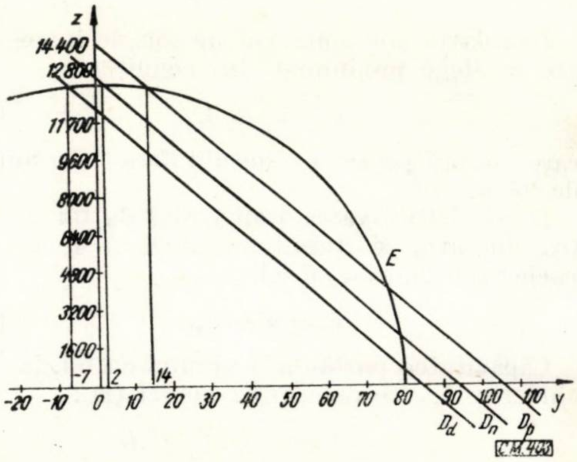


Fig. 6

Pe baza relației (55) se obține :

$$L_n = 139 + 2 = 141 \text{ cm}.$$

Cu relația (9) se determină :

$$H_n = \frac{141\,(141 - 139)}{8 \cdot 40} = 0{,}88 \text{ cm},$$

iar pe baza relațiilor (2) se obține :

$$\alpha_n = \arcsin \frac{141 - 139}{2 \cdot 40} \simeq 1°30'.$$

Deschiderea L_r se determină cu a doua relație (11) :

$$L_r = 145 + 2 \cdot 25 \cdot 0{,}1994 = 155 \text{ cm}.$$

Cu relația (8) se obține :

$$H_r = \frac{155\,(155 - 145)}{8 \cdot 25} = 7{,}75 \text{ cm},$$

iar cu formula (16) se calculează :

$$f_r = 16{,}5 - 7{,}75 - 25\,(0{,}98 - 0{,}916) = 7{,}15 \text{ cm}.$$

În vederea alegerii săgeţii f_p se determină capacitatea portantă maximă a pachetului superior de foi, folosind condiţia (57):

$$P_p = 0{,}356 \cdot 3\,400 = 1\,210 \text{ kgf};$$

condiţia (65) devine:

$$13{,}1\,\frac{1\,210}{3\,400} < f_p < 13{,}1\,\sqrt[3]{\frac{1\,210}{3\,400}},$$

respectiv:

$$4{,}7 \text{ cm} < f_p < 9{,}4 \text{ cm}.$$

Pentru a satisface această condiţie se alege $f_p = 8$ cm.

Ţinînd seamă că $f_p > f_r$ constanta k_p se va determina cu formula (47):

$$k_p = 16{,}5 - 8 + 25 \cdot 0{,}916 + (40 - 25)0{,}98 = 46{,}1.$$

Cu formula (50) se obţine parabola:

$$z = 8 \cdot 46{,}1 \cdot 40 - 139y - y^2,$$

care, prin neglijarea termenului în y^2, degenerează în dreapta D_p:

$$z = 14\,700 - 139\,y.$$

La intersecţia elipsei E cu dreapta D_p se găseşte valoarea $y = 14$ cm, apoi pe baza primei formule (56) se obţine $L_p = 139 + 14 = 153$ cm.

Înălţimea H_p se determină cu formula (9):

$$H_p = \frac{153\,(153 - 139)}{8 \cdot 40} = 6{,}7 \text{ cm},$$

iar unghiul α_p se determină în baza relaţiilor (2):

$$\alpha_p = \text{arc sin}\,\frac{153 - 139}{2 \cdot 40} = 10°.$$

În vederea stabilirii numărului de foi ale pachetului superior se alege $q_p = 1{,}24$ care corespunde, conform figurii 7 [6], la $m = 3$ şi $n_p = 9$.

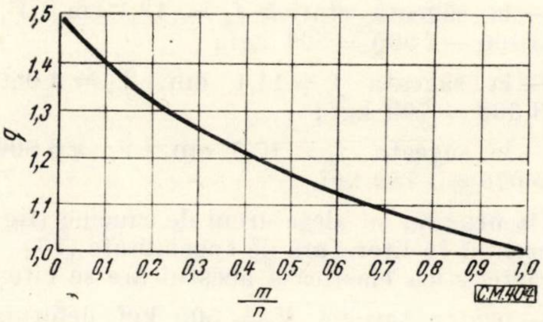


Fig. 7

Se aplică apoi formula (68):

$$n_p = \frac{1{,}24 . 1\,210 . 153^2(153 + 2 \cdot 6{,}7 . 0{,}176)}{4 \cdot 9 \cdot 8 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6} \simeq 9 \text{ foi}.$$

Numărul de foi ale întregului arc se obţine din condiţia (71):

$$n \geqslant 9 + 3,$$

pe baza căreia se alege preliminar $n = 12$ foi, apoi se calculează creşterea săgeţii Δf cu relaţia (70), în care $q = 1{,}29$ corespunde la $m = 3$ şi $n = 12$ (fig. 7):

$$\Delta f = \left(1 - \frac{9 \cdot 1{,}29}{12 \cdot 1{,}24}\right) 8 = 1{,}76 \text{ cm}.$$

Capacitatea portantă a arcului cu foi, la deschiderea L_n, se determină cu relaţia (74), în care $q = 1{,}24$ corespunde la $m = 4$, $n = 12$ (fig. 7);

$$P_{an} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 9 \cdot (13{,}1 - 1{,}76) \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}24 \cdot 141^2 (141 + 2 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}026)} = 2\,900 \text{ kgf}.$$

Efortul unitar de încovoiere, la solicitarea statică a arcului cu foi, se verifică cu formula (83);

$$\sigma = \frac{3(141 + 2 \cdot 0{,}882 \cdot 0{,}026)}{2 \cdot 9}\left(\frac{1\,210}{9} + \frac{2\,900 - 1\,210}{12}\right) = 6\,490 \text{ kgf/cm}^2.$$

Literatura de specialitate [8] recomandă, pentru arcurile din spate, efortul unitar admisibil la solicitarea statică

$$\sigma \leqslant 6\,500 \text{ kgf/cm}^2.$$

Capacitatea portantă a arcului cu foi la deschiderea L'_s se determină, în virtutea relaţiei (73), cu formula:

$$P_{as} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 9 \cdot (14{,}1 - 1{,}76) \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}24 \cdot 139^3} = 3\,360 \text{ kgf}.$$

Coeficientul k^2 se determină cu formula (61):

$$k^2 = \frac{1\,210 . 13{,}1^3 - 3\,400 \cdot 8^3}{(13{,}1^2 - 8^2)\,13{,}1 \cdot 8} = 86{,}2 \text{ kgf/cm}.$$

Coeficientul μ^2 se determină cu formula (63):

$$\mu^2 = \frac{3\,400 \cdot 8 - 1\,210 \cdot 13{,}1}{1\,210 \cdot 13{,}1^3 - 3\,400 \cdot 8^3} = 1{,}18 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^{-2}.$$

Pe baza formulei (58) se va scrie expersia caracteristicii elastice sub forma:

$$P = 86{,}2\,(1 + 0{,}0118 f^2) f.$$

Capacitatea portantă maximă a suspensiei se determină cu formula (66):

$$P_d = 2 \cdot 3\,400 = 6\,800 \text{ kgf}.$$

Pentru reprezentarea grafică a caracteristicii elastice teoretice (fig. 8) s-a completat tabela 2 pînă la o valoare a capacităţii portante egală cu P_a, pentru care corespunde săgeata $f_d = 17{,}3$ cm. Caracteristica elastică teoretică este reprezentată cu linie continuă.

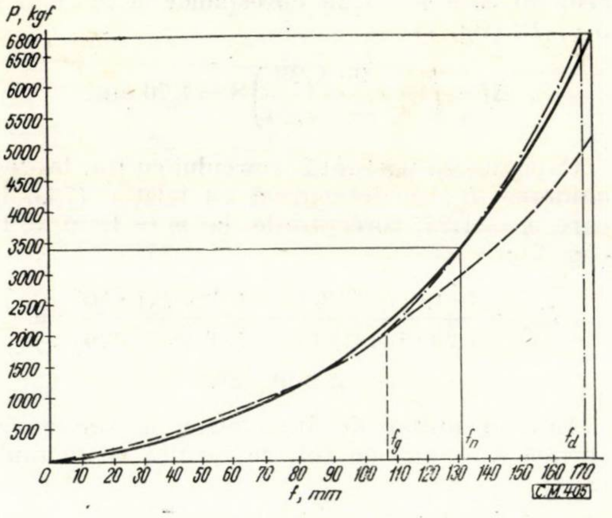


Fig. 8

Tabela 2

f,cm	f^2	$\mu^2 f^2$	$1 + \mu^2 f^2$	P, kgf
0	0	0	1	0
2	4	0,047	1,047	180
4	16	0,189	1,189	410
6	36	0,425	1,425	740
7	49	0,578	1,578	950
8	64	0,756	1,756	1210
9	81	0,956	1,956	1520
10	100	1,18	2,18	1880
11	121	1,428	2,428	2300
12	144	1,7	2,7	2790
13,1	171,5	2,02	3,02	3400
14,1	198,8	2,35	3,35	4060
15	225	2,66	3,66	4730
16	256	3,02	4,02	5550
17	289	3,41	4,41	6450
17,3	299	2,53	4,53	6800

Se calculează apoi constanta k_a pe baza relaţiei (48):

$$k_a = 16{,}5 - 17{,}3 + 25 \cdot 0{,}916 + (40 - 25)\, 0{,}98 = 36{,}8.$$

În virtutea relaţiei (51) se obţine parabola:

$$z = 8 \cdot 36{,}8 \cdot 40 - 139y - y^2,$$

care, prin neglijarea termenului în y^2, degenerează în dreapta D_a, avînd ecuaţia:

$$z = 11\,750 - 139y.$$

La intersecţia elipsei E cu dreapta D_a se găseşte valoarea $y_a = -7$ cm (fig. 6), apoi în virtutea relaţiei (55) se obţine $L_a = 139 - 7 = 132$ cm.

Pe baza relaţiei (10) se determină:

$$H_a = \frac{132\,(139 - 132)}{8 \cdot 40} = 2{,}9 \text{ cm},$$

iar pe baza relaţiei (3) se obţine:

$$\alpha_a = \arcsin \frac{139 - 132}{2 \cdot 40} \simeq 5°.$$

Capacitatea portantă a arcului cu foi la deschiderea L_a se stabileşte cu formula (75), în care $q = 1{,}205$ corespunde la $m = 5$ şi $n = 12$ (fig. 7);

$$P_a = \frac{4 \cdot 12 \cdot 9\,(17{,}3 - 1{,}76) \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{1{,}205 \cdot 132^2\,(132 + 2 \cdot 2{,}9 \cdot 0{,}0875)} = 5\,020 \text{ kgf}.$$

Efortul unitar maxim de încovoiere, la solicitarea dinamică a arcului cu foi, se verifică cu formula (81):

$$\sigma_a = \frac{3\,(132 + 2 \cdot 2{,}9 \cdot 0{,}0875)}{2 \cdot 9}\left(\frac{1\,210}{9} + \frac{5\,020 - 1\,210}{12}\right) = 9\,980 \text{ kgf/cm}^2.$$

Literatura de specialitate [8] recomandă, pentru arcurile din spate, efortul unitar maxim la solicitarea dinamică $\sigma_a = 10\,000$ kgf/cm².

Pentru a satisface caracteristica elastică impusă (fig. 8), arcul de cauciuc va trebui să preia, conform tabelei 2 şi a formulei (73), următoarele sarcini:

— la săgeata statică $f_n = 13{,}1$ cm, $V_n = 3\,400 - 2\,900 = 500$ kgf;

— la săgeata $f_s = 14{,}1$ cm, $V_s = 4\,060 - 3\,360 = 700$ kgf;

— la săgeata $f_a = 17{,}3$ cm, $V_a = 6\,800 - 5\,020 = 1\,780$ kgf.

Ca urmare, se alege arcul de cauciuc (fig. 9) prezentat în literatura de specialitate [13]. Din caracteristica elastică a acestui arc se citeşte:

— pentru sarcina $V_n = 500$ kgf deformaţia $\delta_n \simeq 2{,}4$ cm;

— pentru sarcina $V_s = 700$ kgf deformaţia $\delta_s \simeq 3{,}4$ cm;

— pentru sarcina $V_a = 1\,850$ kgf deformaţia $\delta_a \simeq 6{,}3$ cm.

Săgeata f_g la care intră în funcţie arcul de cauciuc se determină cu formula (23) :

$$f_g = 14,1 - 3,4 = 10,7.$$

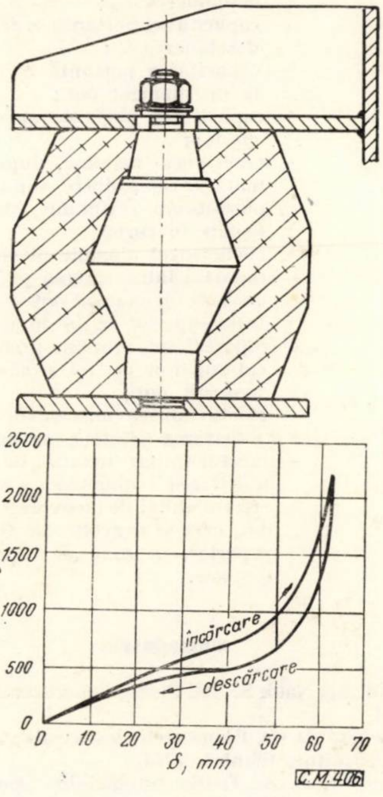


Fig. 9

Cu formula (24) se obţine săgeata dinamică efectivă a suspensiei :

$$f_d = 10,7 + 6,3 = 17 \text{ cm}.$$

Pentru trasarea caracteristicii elastice a arcului cu foi s-a completat tabela 3. În figura 8 s-a reprezentat — cu linie întreruptă — caracteristica elastică a arcului cu foi, iar cu linie punctată caracteristica efectivă a suspensiei obţinută prin suprapunerea caracteristicii arcului de cauciuc peste cea a arcului cu foi.

După cum se observă din figura 8, caracteristica elastică efectivă (cu linie punctată) se apropie foarte mult de caracteristica elastică teoretică (cu linie continuă), iar în jurul sarcinii nominale cele două caracteristici se suprapun.

NOTAŢII

L_s, L_s' — distanţele dintre centrele săniilor ;
R_s, R_s' — razele săniilor ;
L_0, H_0 — deschiderea şi înălţimea iniţială a pachetului superior de foi ;
α_0 — unghiul iniţial la centrul săniei ;
L_d, H_d, f_d — deschiderea, înălţimea şi săgeata finală a pachetului superior de foi ;
α_d — unghiul final la centrul săniei ;
L_r, H_r, f_r — deschiderea, înălţimea şi săgeata pachetului superior de foi la care se modifică raza săniei ;
α_r — unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii L_r ;
L_g, H_g, f_g — deschiderea, înălţimea şi săgeata pachetului superior de foi, la care intră în funcţiune arcul de cauciuc ;
L_p, H_p, f_p — deschiderea, înălţimea şi săgeata pachetului superior de foi la care intră în funcţiune întreg arcul cu foi ;
α_p — unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii L_p ;
L, H — deschiderea şi înălţimea pachetului superior de foi la o săgeată pozitivă ;
f — săgeata pozitivă a pachetului superior de foi ;
α — unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii L ;
L', H' — deschiderea şi înălţimea pachetului de foi la o săgeată negativă ;

Tabela 3

m, n, n_p q, q_p	i	L_i, cm	H_i, cm	α_i	Cos α_i	tg α_i	f_i, cm	$2H_i$ tgα_i	$L_i + 2H_i$tgαd_i	L_i^2	$L_i^2(L_i + 2H_i$tgd$_i)$	C_{pi}, $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$	C_{ai}, $\frac{\text{kg}}{\text{cm}}$	P_{ai}, $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	τ_i, $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$
m = 2 n_p = 9 q_p = 1,305	0	165	16,5	23°40′	0,916	0,438	0	14,35	179,35	$2,72 \cdot 10^4$	$4,88 \cdot 10^6$	106,5	—	0	0
	1	163	14,68	21°10′	0,933	0,387	1,4	11,35	174,35	$2,68 \cdot 10_4$	$4,68 \cdot 10^6$	111	—	155	362
	2	161	12,88	18°40′	0,947	0,338	2,85	8,72	169,72	$2,59 \cdot 10^4$	$4,39 \cdot 10^6$	118,5	—	338	1060
	3	159	11,13	16°20′	0,96	0,294	4,27	6,57	165,57	$2,53 \cdot 10^4$	$4,19 \cdot 10^6$	124	—	530	1630
	4	157	9,42	13°50′	0,971	0,246	5,7	4,63	161,63	$2,46 \cdot 10^4$	$3,97 \cdot 10^6$	131	—	747	2230
	5	155	7,75	11°30′	0,98	0,203	7,15	3,15	158,15	$2,4 \cdot 10^4$	$3,8 \cdot 10^6$	137	—	980	2870
m=3, n_p=9 q_p= 1,24	6	153	6,7	10°	0,985	0,176	8	2,36	155,36	$2,34 \cdot 10^4$	$3,64 \cdot 10^6$	150,5	—	1210	3470
m= 3 n = 12 q = 1,29	7	151	5,67	8°40′	0,988	0,152	8,91	1,72	152,72	$2,28 \cdot 10^4$	$3,48 \cdot 10^6$	—	202	1445	3910
	8	149	4,66	7°10′	0,992	0,126	9,76	1,16	150,16	$2,22 \cdot 10^4$	$3,34 \cdot 10^6$	—	211	1690	4370
	9	147	3,68	5°50′	0,995	0,102	10,67	0,75	147,75	$2,16 \cdot 10^4$	$3,19 \cdot 10^6$	—	221	1990	49(0
	10	145	2,72	4°20′	0,997	0,076	11,5	0,41	145,41	$2,1 \cdot 10^4$	$3,05 \cdot 10^6$	—	231	2250	5350
m = 4 n = 12 q = 1,24	11	143	1,79	2°50	0,998	0,049	12,39	0,17	143,17	$2,04 \cdot 10^4$	$2,92 \cdot 10^6$	—	251	2670	6120
	12	141	0,88	1°30′	0,999	0,026	13,1	0,05	141,05	$1,99 \cdot 10^4$	$2,81 \cdot 10^6$	—	261	2900	6490
	13	139	0	0	1	0	14,1	0	139	$1,93 \cdot 10^4$	$2,68 \cdot 10^6$	—	273	3360	7340
	14	137	0,857	1°30′	0,999	0,026	15	0,05	137,05	$1,88 \cdot 10^4$	$2,57 \cdot 10^6$	—	285	3780	7990
	15	135	1,69	2°50′	0,998	0,049	15,87	0,17	135,17	$1,82 \cdot 10^4$	$2,46 \cdot 10^6$	—	298	4210	8670
m = 5 n = 12 q = 1, 205	16	133	2,5	4°20′	0,997	0,076	16,72	0,4	133,4	$1,77 \cdot 10^4$	$2,36 \cdot 10^6$	—	320	4780	9600
	17	132	2,9	5°	0,996	0,0875	17,3	0,5	132,5	$1,74 \cdot 10^4$	$2,31 \cdot 10^6$	—	326	5020	9980

$'$ — săgeata negativă a pachetului superior de foi;
α' — unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii L';
L_i, H_i, f_i — deschiderea, înălţimea şi săgeata pachetului superior de foi la un moment dat,
α_i — unghiul la centrul săniei corespunzător deschiderii L_i;
ΔH, $\Delta H'$ — variaţiile înălţimii arcului cu foi;
δ — coeficientul de schimbare a sarcinii pe roată la trecerea peste obstacole;
δ_d' — deformaţia maximă negativă a pachetului superior de foi;
f_n — săgeata statică a pachetului superior de foi, corespunzătoare sarcinii nominale P_n;
f_s — săgeata pachetului superior de foi, corespunzătoare deschiderii L_s';
f_d — săgeata dinamică finală a pachetului superior de foi;
f_a — săgeata dinamică finală a arcului nedivizat în pachete;
Δf — creşterea săgeţii arcului ca urmare a divizării lui în două pachete cu foi;
k, μ — coeficienţii parabolei cubice;
K, K', K_p, K_n, K_d — mărimi constante ale arcului cu foi;
y — variaţia deschiderii pachetului superior de foi;
z — ordonatele punctelor de pe elipsă (cerc);
δ_n — deformaţia arcului de cauciuc corespunzătoare săgeţii statice f_n;
δ_d — deformaţia dinamică a arcului de cauciuc corespunzătoare săgeţii dinamice f_d;
δ_s — deformaţia arcului de cauciuc corespunzătoare săgeţii f_s a arcului cu foi;
δ_i — deformaţia arcului de cauciuc la un moment dat;
λ_i — diferenţa între deformaţia maximă dinamică şi deformaţia la un moment dat a arcului de cauciuc;
m — numărul de foi sub o sanie;
n — numărul de foi ale arcului;
n_p — numărul de foi ale pachetului superior;
n_p' — numărul de foi ale pachetului inferior;
q — coeficientul de formă al arcului nedivizat în pachete;
q_p — coeficientul de formă al pachetului superior de foi;
a — grosimea unei foi;
b — lăţimea unei foi;
E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului arcului semieliptic;
V_n — sarcina preluată de arcul de cauciuc la deformaţia δ_n;
V_s — sarcina preluată de arcul de cauciuc la deformaţia δ_s;
V_i — sarcina preluată de arcul de cauciuc la un moment dat;
V_d — sarcina preluată de arcul de cauciuc la deformaţia δ_d;
P_n — sarcina nominală;
P_s — capacitatea portantă a suspensiei la deschiderea L_s';
P_i — capacitatea portantă a suspensiei la un moment dat;
P_d — capacitatea portantă maximă a suspensiei;
P_p — capacitatea portantă maximă a pachetului superior de foi;
P_{an} — capacitatea portantă a arcului cu foi la deschiderea L_n;
P_{as} — capacitatea portantă a arcului cu foi la deschiderea L_s;
P_{ai} — capacitatea portantă a arcului cu foi la un moment dat;
P_a — capacitatea portantă maximă a arcului cu foi;
Z_{2s} — reacţiunea maximă, după direcţia normală la cale, dintre sanie şi arc (corespunzătoare regimului derapării necontrolate în curbă);
ε — coeficientul dinamic al suspensiei;
c_{ai} — raportul între sarcina preluată de arcul cu foi la un moment dat şi săgeata pachetului superior de foi în acelaşi moment;
c_{pi} — raportul între sarcina preluată de pachetul superior de foi şi săgeata sa la un moment dat;
σ — efortul unitar maxim de încovoiere la solicitarea statică a arcului cu foi;
σ_d — efortul unitar maxim de încovoiere la solicitarea dinamică a arcului cu foi;
σ_i — efortul unitar de încovoiere la un moment dat, care se dezvoltă în foile pachetului superior, în zona de fixare a arcului pe osie.

BIBLIOGRAFIE

[1] Akademia Nauk SSSR. Podveska avtomobilia. Moscova, 1951.
[2] *Boiangiu, D.* ş.a. Elementele elastice ale maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
[3] *Ciudakov, E. A.* Teoria avtomobilia. Moscova, Akademia Nauk SSSR, 1961.
[4] *Coşereanu I.* Rezistenţa materialelor. Institutul politehnic Braşov, 1968.
[5] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.
[6] *Gross, S.* Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. Berlin, Springer Verlag, 1960.
[7] *Deutsch, I.* Rezistenţa materialelor. 1963.
[8] *Niemann, G.* Maschinenelemente, vol. 1. Berlin, Springer Verlag, 1960.
[9] *Untaru, M.* Teoria, calculul şi construcţia automobilelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.
[10] *Urmă, D., Ionescu, Gh.* Arcuri pentru vehicule. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.
[11] *Olariu, V.* Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (Aeon). În: Construcţia de Maşini, nr. 7, 1968, p. 392—403.
[12] *Olariu, V.* Forţele care solicită suspensia cu arcuri semieliptice progresive a autocamionului. În: Construcţia de Maşini, nr. 4, 1968, p. 209—218.
[13] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibusse, Teil 1. In: ATZ, oct 1958.
[14] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blattfedern für Lastwagen und Omnibusse, Teil 2. In: ATZ, nov 1958.

CZ 621.43.001.13 : 061.6

Din experienţa de cercetare, proiectare şi dezvoltare a motoarelor cu ardere internă*

Ing. John H. PITCHFORD – Preşedintele instituţiei Ricardo – Anglia

Instituţia Ricardo a luat fiinţă în anul 1917, acordînd asistenţă tehnică şi dezvoltînd lucrări de cercetare în domeniul motoarelor cu ardere internă rapide, sub conducerea fondatorului ei, Harry Ricardo.

Activitatea instituţiei a cunoscut în decursul timpului o dezvoltare continuă. Deşi consacrată şi astăzi în cea mai mare parte motoarelor cu ardere internă, activitatea instituţiei s-a extins treptat şi asupra domeniilor compresoarelor cu piston şi rotative şi turbinelor cu gaze. În toate aceste domenii, instituţia acordă asistenţă tehnică, efectuează lucrări de cercetare cu caracter fundamental şi aplicativ, precum şi lucrări de dezvoltare şi proiectare. În acest scop, instituţia cuprinde, la sediul său din localitatea Shoreham-by-Sea, sectoare de cercetare, cu laboratoarele respective, sectoare de aparatură de cercetare, de proiectare, precum şi ateliere de prelucrări mecanice şi montaj. Activitatea este susţinută de peste 200 persoane. Figura 1 prezintă unul dintre standurile de probă instalate în laboratoarele instituţiei.

În cele ce urmează autorul îşi propune să prezinte unele aspecte ilustrative pentru activitatea instituţiei din domeniul cercetării, proiectării şi dezvoltării motoarelor cu ardere internă.

Aspecte ale activităţii de cercetare. Instituţia Ricardo a fost şi este anagajată şi în prezent în cercetări fundamentale, reprezentînd fie cercetări destinate cunoaşterii aprofundate a unor fenomene care intervin în funcţionare motoarelor cu ardere internă, fie cercetări stimulate de necesitatea obţinerii unor informaţii specifice, cu aplicare practică imediată în proiectarea motoarelor cu benzină sau diesel.

Pentru a ilustra activitatea generată în primul rînd de dorinţa cunoaşterii într-un domeniu specific, se vor considera pentru început unele aspecte ale arderii.

În acest domeniu există cunoştinţe bogate în prezent, deşi rămîn încă numeroase necunoscute de cercetat. Încă de demult, cercetătorii acestui domeniu au înţeles că aspectele fizice şi chimice ale arderii hidrocarburilor sînt complexe şi că manifestările şi particularităţile desfăşurării sale pot fi influenţate puternic de o varietate de factori. Cercetările lui Harry-Ricardo cu privire la comportarea combustibililor volatili în condiţiile arderii au avut un caracter de pionierat. Lucrările sale din deceniul al treilea, în special cele cu privire la comportarea combustibililor de compoziţie chimică diferită din punctul de vedere al tendinţei detonaţie, au căpătat o importanţă deosebită, devenind baza a numeroase lucrări subsecvente şi cunoştinţe curente pe care se întemeiază într-o largă măsură calitatea combustibililor comerciali de astăzi.

Abordarea acestor lucrări a necesitat experienţe ample şi asidue efectuate în laboratoarele din Shoreham, după cum va rezulta dintr-un exemplu.

Ricardo considera că viteza de aprindere a amestecului omogen în cursul arderii şi, în consecinţă, viteza cu care frontul flăcării avansează în camera de ardere reprezintă un factor cu influenţă determinată asupra apariţiei pentru un anumit combustibil. De asemenea, Ricardo considera că viteza de deplasare a frontului flăcării ar putea fi influenţată şi chiar controlată de intensitatea turbulenţei comunicate amestecului înaintea aprinderii, şi că intensitatea şi forma acestei turbulenţe ar putea fi puternic influenţate, la rîndul lor, de forma camerei de ardere.

Pentru confirmarea acestei teorii şi demonstrarea clară a interdependenţei factorilor implicaţi, a fost construit un motor monocilindric care, în afara echipamentului normal, era prevăzut cu un arbore vertical, antrenat de arborele cotit, al cărui calaj putea fi modificat de operator în limite largi, în timpul funcţionării motorului. La extremitatea superioară a acestui arbore era fixat un disc mare de aluminiu, care ajungea cu puţin deasupra chiulasei (motorul avea o cameră de ardere în L, cu supape laterale), astfel ca micile fante practicate în disc de-a lungul unei raze să corespundă micilor ferestre transparente din chiulasă, axate după o direcţie pornind de la bujie. În acest mod a devenit posibil să se calculeze, la o turaţie constantă, viteza de propagare a flăcării prin amestec, de la o fereastră la alta. Întrucît axa ferestrelor din chiulasă putea fi aranjată astfel încît să traverseze zone ale camerei de ardere cu formă geometrică diferită, se putea obţine o indicaţie asupra efectului formei şi a raportului dintre suprafaţă şi volum (efectul de stingere la perete). Această instalaţie s-a dovedit de o valoare deosebită pentru perfecţionarea cunoaşterii arderii în general, ca şi pentru controlul aprinderii şi deci al detonaţiei în motorul cu aprindere prin scînteie. În adevăr, rezultatele practice ale acestor lucrări fundamentale se pot vedea astăzi în mod clar la proiectarea motoarelor cu benzină curente.

---

* Prezentul articol prezintă materialele conferinţelor susţinute de autor la Bucureşti şi Braşov în mai 1968.

Pe măsură ce s-a cunoscut mai bine natura detonației și, drept consecință, s-au mărit rapoartele de comprimare pentru a profita atît de pe urma îmbunătățirii construcției camerei de ardere cît și a combustibililor cu tendință mai redusă la detonație — determinată de sporirea cunoștințelor în domeniul arderii — un alt fenomen a început să se manifeste, în special la motoarele de avion, o dată cu creșterea continuă a puterii lor. Era fenomenul de preaprindere sau autoaprindere a încărcării care, după cum s-a stabilit, era probabil răspunzător de o serie de avarii mecanice, care se manifestau prin arderea pistonului și conduceau la distrugeri. Deși a existat un timp o oarecare confuzie printre cercetătorii acestui domeniu între detonație și preaprindere, a devenit clar în urma cercetărilor care au fost întreprinse și la Shoreham că sînt fenomene separate și distincte, deși nu independente. Înțelegerea deplină a implicațiilor preaprinderii și a legăturii sale cu compoziția combustibilului era desigur de cea mai mare importanță pentru industria petrolieră. În acest sens, instituția Ricardo s-a angajat într-un program de cercetări extrem de interesant în sine, a cărui prezentare va ilustra în continuare tema propusă.

La un motor monocilindric care funcționa în condiții stabilite, preaprinderea era provocată și controlată cu ajutorul unei spirale încălzite electric, plasată în camera de ardere. Pentru detectarea apariției preaprinderii, se plasa o bujie de ionizare în apropierea spiralei. În cursul experiențelor s-a adoptat drept criteriu standard al preaprinderii deplasarea semnalului de ionizare de la 5° de rotație a arborelui cotit (°RAC) după punctul mort interior (PMI) la 10°RAC înainte de PMI. Energia electrică consumată în spirală pentru a provoca, potrivit criteriului, preaprinderea era considerată drept măsura rezistenței la preaprindere a a combustibilului cercetat. Izooctanul, care are o mare rezistență la preaprindere, a fost tarat cu cifra 100, iar ciclohexanul, care are o slabă rezistență, cu cifra 0. Graficul din figura 2 prezintă tararea la preaprindere a unor hidro-

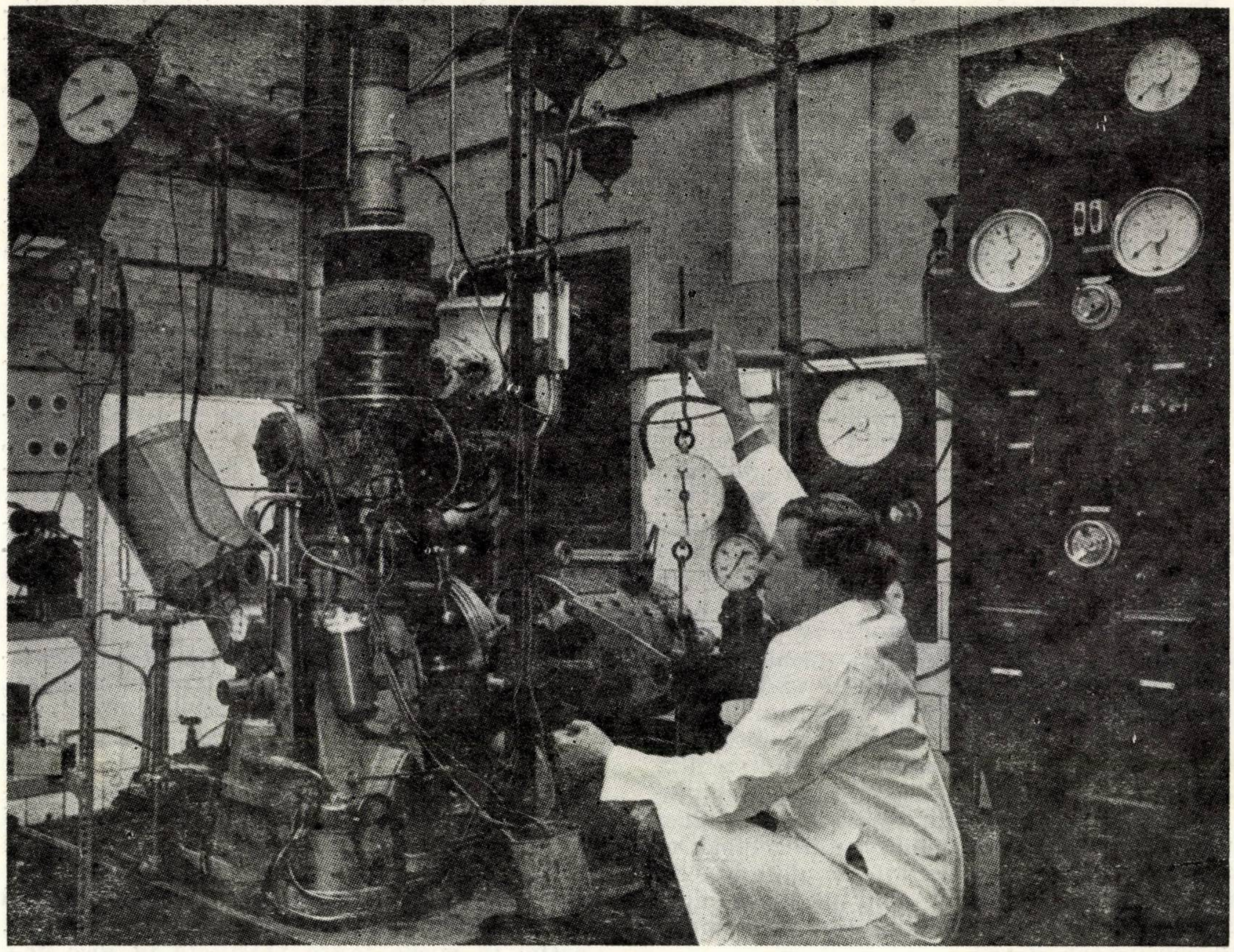


Fig. 1

carburi pure, comparată cu cifrele lor octanice. Se observă că există o slabă legătură între cei doi indici. Este adevărat că izooctanul se comportă bine atît din punctul de vedere al preaprinderii cît şi al detonaţiei, în schimb benzenul, care are o cifră octanică ridicată, are o slabă rezistenţă la preaprindere. Încercările cu hidrocarburi pure au desigur tendinţa să exagereze diferenţele posibile dintre combustibili. Diferenţa maximă între cifrele de tarare ale combustibililor încercaţi a fost de 157, însă pentru compuşii de rafinărie a fost de numai 59, iar pentru amestecurile comerciale de numai 12.

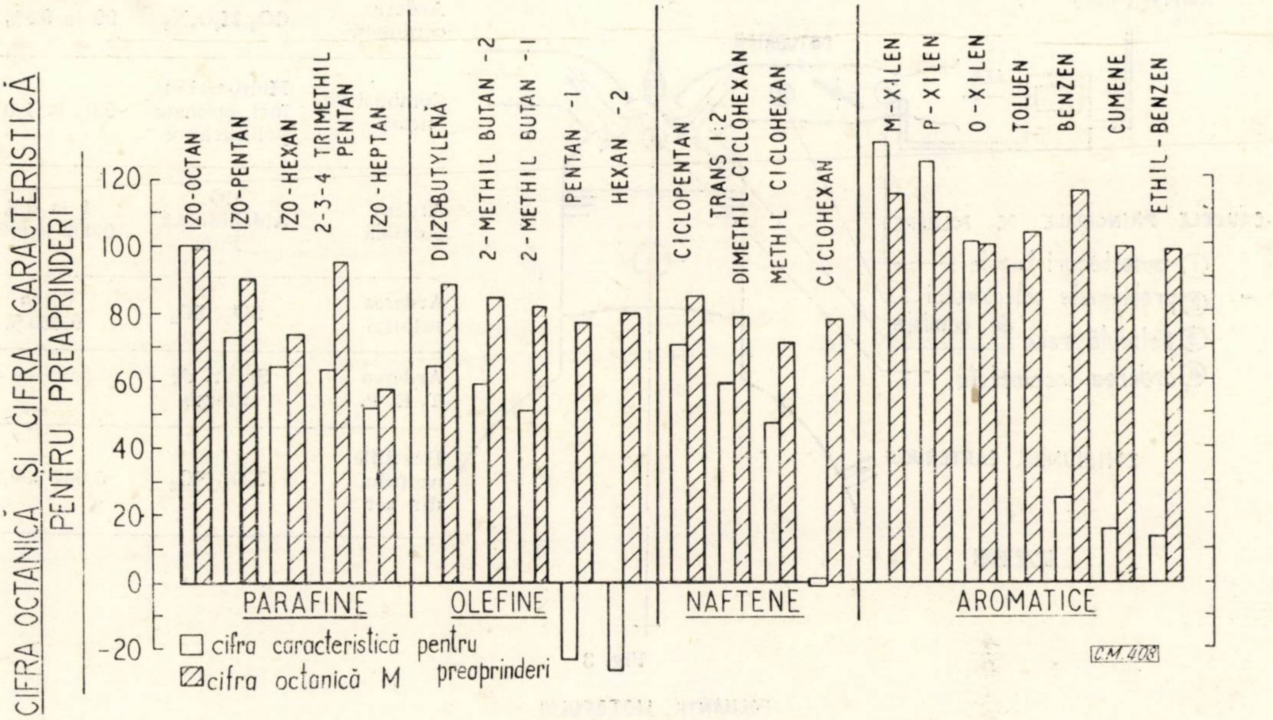


Fig. 2

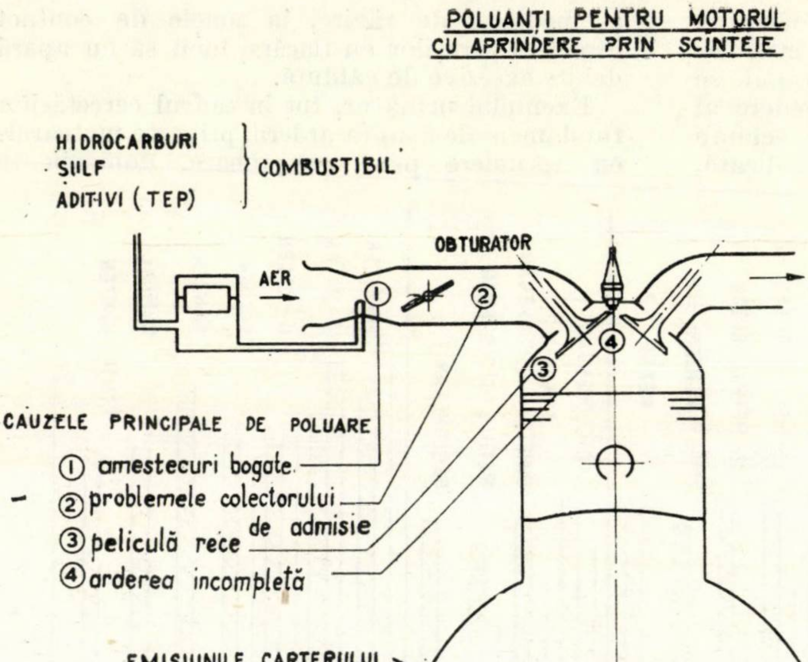
În concluzie, la motoarele cu benzină, condiţiile de temperatură dăunătoare şi periculoase care afectează în primul rînd pistonul şi într-o măsură mai redusă chiulasa, sînt create esenţialmente de detonaţie, sau de detonaţia care conduce la preaprindere ; mai sus au fost arătate metodele dezvoltate la instituţia Ricardo pentru detectarea acestor condiţii. Remediile se înscriu, evident, pe trei direcţii : în primul rînd, evitarea utilizării unui anumit combustibil la o configuraţie a camerei de ardere şi un raport de comprimare care i-ar permite o detonaţie susţinută în condiţii de funcţionare ; în al doilea rînd, o astfel de proiectare a camerei de ardere încît să prezinte pentru orice raport de comprimare o tendinţă cît mai redusă la detonaţie, adică o formă pe cît posibil mai compactă şi cu bujia astfel plasată încît să ofere trasee minime pentru frontul flăcării ; în al treilea rînd, o astfel de dispunere relativă a metalului şi mediului de răcire, în zonele de contact direct al pereţilor cu flacăra, încît să nu apară debite excesive de căldură.

Exemplul următor, tot în cadrul cercetărilor fundamentale asupra arderii, priveşte motoarele cu aprindere prin comprimare, domeniu în care autorul a fost interesat în mod deosebit şi în care instituţia Ricardo a putut avea un rol de primă importanţă.

După cum este cunoscut, similitudinile superficiale ale procesului de ardere din motoarele cu benzină şi diesel sînt mai mult aparente decît reale şi pot conduce chiar la unele confuzii, poate în special pentru că rezultatele finale sînt efectiv aceleaşi (lucru util la arbore şi poluanţii emişi — fig. 3 şi fig. 4), nu numai prin valoare, ci şi prin problemele practice pe care le ridică.

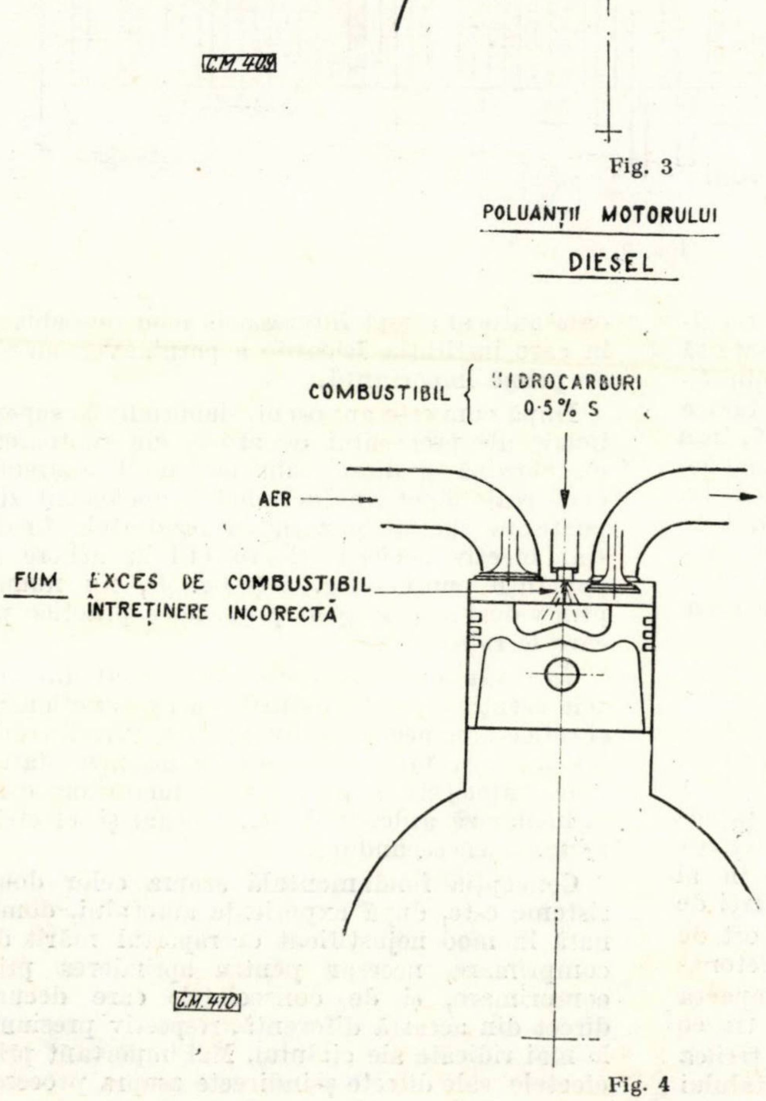
În acest sens, sînt demne de relevat diferenţele esenţiale între modurile lor de funcţionare şi reflectarea acestor diferenţe în natura lucrărilor de cercetare, determinate de necesitatea unei înţelegeri superioare a factorilor care influenţează arderea diesel, precum şi efectele şi produsele secundare.

Concepţia fundamentală asupra celor două sisteme este, după experienţa autorului, dominată în mod nejustificat de raportul mărit de comprimare, necesar pentru aprinderea prin comprimare, şi de consecinţele care decurg direct din această diferenţă, respectiv presiunile mai ridicate ale ciclului. Mai important prin efectele sale directe şi indirecte asupra procese-


POLUANȚI PENTRU MOTORUL
CU APRINDERE PRIN SCINTEIE
HIDROCARBURI
SULF
ADITIVI (TEP)
COMBUSTIBIL
AER
OBTURATOR
①
②
③
④
-CAUZELE PRINCIPALE DE POLUARE
① amestecuri bogate
② problemele colectorului de admisie
③ peliculă rece
④ arderea incompletă
EMISIUNILE CARTERULUI
C.M. 409

	Produsele de evacuare	
	Compuși	Interval
Ardere completă	CO_2, H_2O, N_2	99 la 92 %
Combustibil nears	Hidrocarburi, incl. aromate polinucleare	0,02 la 1,0 %
Ardere parțială	CO, Aldehide ș.a., Fum	1 la 6 % 0,002 la 0,2 %
Arderea sulfului	SO_2, SO_3	Circa 0,005 %
Arderea T. E. P.	Săruri de Plumb	
Reacțiile azotului din aer	NO, NO_2	0,002 la 0,15 %

Fig. 3


POLUANȚII MOTORULUI
DIESEL
COMBUSTIBIL
HIDROCARBURI
0·5 % S
AER
FUM
EXCES DE COMBUSTIBIL
ÎNTREȚINERE INCORECTĂ
C.M. 410

	Produsele arderii	
	Compuși	Valori uzuale
Ardere completă	CO_2, H_2O, N_2	99,5 %
Combustibil nears	Hidrocarburi	0,001 la 0,05 %
Ardere parțială	CO Aldehide, Fum	0,1 % 0,001 la 0,003 %
Arderea sulfului	SO_2, SO_3	0,05 %
Reacțiile azotului din aer	NO, NO_2	0,04 la 0,25 %

Fig. 4

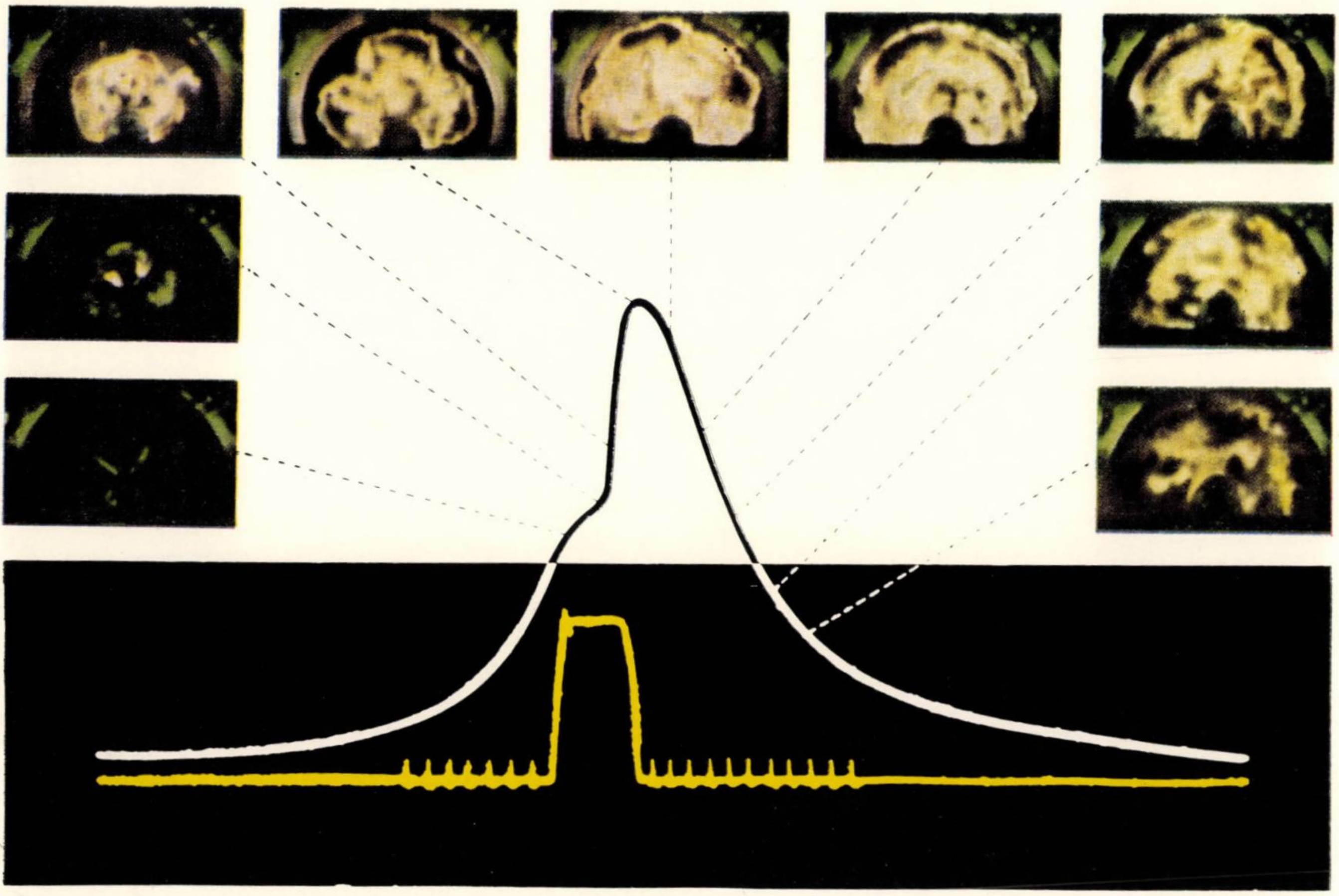


Fig. 6

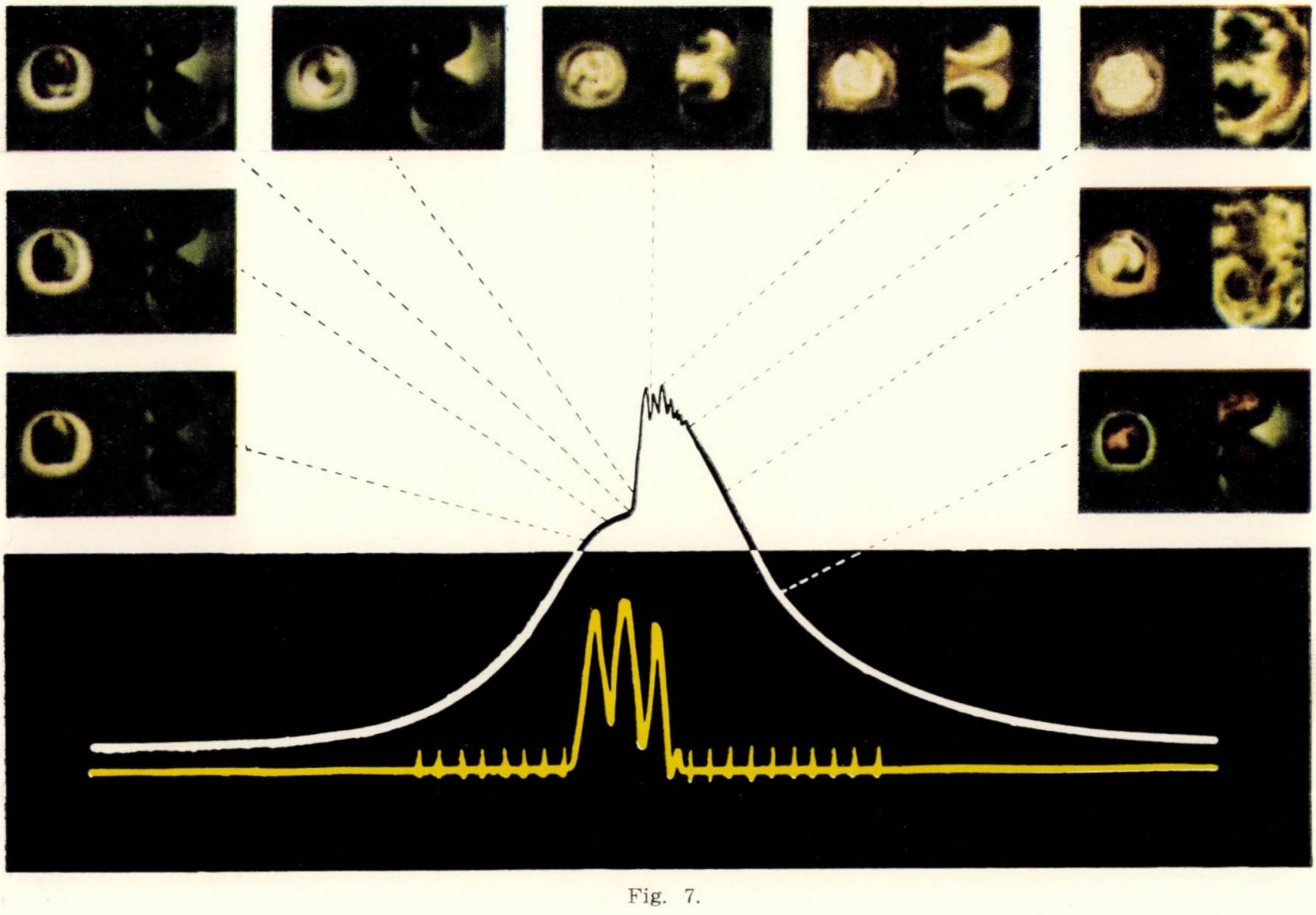


Fig. 7.

lor fundamentale ale arderii — şi în final, asupra proiectării motorului — este faptul că perioada în care trebuie să se amestece complet combustibilul şi aerul este, în cazul motorului diesel, restrînsă la maximum 50° RAC (10° de întîrziere la aprindere + amestecarea în cursul arderii) şi în unele cazuri substanţial mai redusă, pe cînd la motorul cu aprindere prin scînteie vaporizarea şi amestecarea au loc nu numai în cursa de admisie ci practic şi pe întreaga cursă de comprimare, totalizînd poate 300° RAC, în care se poate realiza o încărcătură omogenă. Această diferenţă are numeroase şi însemnate repercusiuni asupra proiectării motorului şi caracteristicilor sale, şi ca atare, după părerea autorului, este elementul care merită să fie studiat în numeroasele sale aspecte, ca un domeniu de cercetare şi aplicare a tehnicii de cercetare.

În continuare, vor fi trecuţi în revistă, pe scurt, factorii care trebuie luaţi în considerare în procesul de amestecare la un motor diesel rapid.

În primul rînd, se operează cu un combustibil cu mult mai puţin volatil decît la motorul cu benzină. Din cauza timpului disponibil redus (în special în cazul motorului rapid), trebuie generată o mişcare a aerului cu mult mai intensă, astfel încît picăturile de combustibil injectat şi aerul în care se vaporizează să se găsească într-o mişcare relativă extrem de intensă — deşi descrescătoare — în perioada injecţiei, perioada subsecventă a întîrzierii la aprindere şi, într-o măsură mai mică, în prima parte a cursei de destindere. În cursul istoriei dezvoltării motorului cu aprindere prin comprimare, metodele de generare a acestei mişcări intense a aerului au făcut subiectul unor vii controverse. La modul general, şi cu o inevitabilă simplificare a problemei, se poate spune că cu cît este mai redus timpul disponibil pentru amestecare (este mai mare turaţia), cu atît mai intensă trebuie să fie mişcarea necesară a aerului pentru a realiza arderea completă în limitele timpului disponibil. Discutînd tot la modul general, există două căi de generare a mişcării necesare a aerului :

1. în cursa de admisie, prin profilarea adecvată a porţii supapei, sau prin folosirea supapelor de admisie cu ecran ;

2. în cursa de comprimare, prin comprimarea completă sau parţială a încărcăturii de aer într-o cameră care comunică cu cilindrul prin canale, care vor transmite aerului transferat în timpul comprimării fie o mişcare ordonată de rotaţie, fie gradul necesar de turbulenţă.

Există desigur variante şi alternative la aceste obiective principale, însă ele vor putea servi ca atare consideraţiilor care urmează, respectiv :

a) particularităţile procesului arderii determinate de aceste mijloace de realizare a contactului intim necesar dintre combustibil şi oxigen ;

b) efectele secundare, dar nu mai puţin importante, determinate de aceste mijloace diferite, care urmăresc acelaşi scop.

Pentru elucidarea acestor aspecte, la instituţia Ricardo a fost realizată o instalaţie de cinematografiere rapidă în culori a camerei de ardere (fig. 5). Fotografiile în culori permit diferenţierea amestecurilor omogenizate faţă de cele în curs de formare, arderea amestecurilor de diferite dozaje şi prezenţa funinginii, nivelul temperaturilor. Din materialul filmat obţinut prin această tehnică se prezintă o serie de cadre obţinute la un motor cu injecţie directă, cu cameră în formă de cupă dispusă în piston (fig. 6 pl. I) şi la un motor cu cameră separată de vîrtej tip Comet (fig. 7 pl. I) ; cadrele au fost corelate cu diagrama indicată. În aceste fotoînregistrări, culoarea verde corespunde flăcărilor neluminoase caracteristice arderii amestecu-

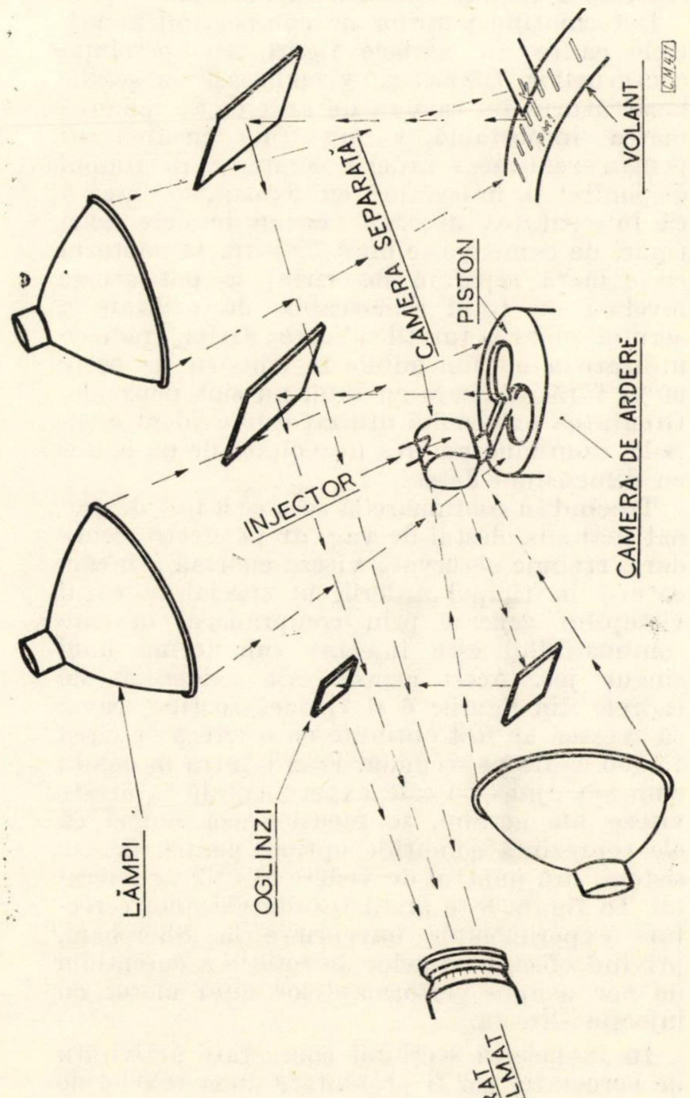


Fig. 5

rilor omogenizate (combustibilul a fost pigmentat cu un colorant verde). Culoarea albă şi galben-albă este determinată de prezenţa particulelor de funingine, specifică arderii difuzive. Culoarea castanie sau neagră indică concentraţii foarte mari de funingine. Culoarea portocalie şi imaginea neclară din ultimele cadre reprezintă flacăra răcită a carbonului.

Deformaţiile jeturilor de combustibil în primele cadre din ambele figuri, apoi evoluţia contururilor flăcărilor, vizualizează mişcările încărcăturii din camera de ardere. Se remarcă marea importanţă a mişcărilor încărcăturii pentru realizarea arderii complete în timpul disponibil şi, în legătură cu aceasta, se observă că intensitatea mişcării aerului în cele două tipuri de camere este mult diferită. La motorul cu cameră separată de vîrtej se pot atinge niveluri cu totul remarcabile de utilizare a aerului, chiar la turaţii ridicate ; astfel, grade de utilizare a aerului admis în cilindru de peste 90%, fără evacuare cu fum, nu sînt neuzuale. Greutatea oxigenului utilizat este evident esenţială, dominînd puterea dezvoltată de un motor cu dimensiuni date.

Trecînd în continuare la ceea ce a fost desemnat mai sus, destul de vag, drept efecte secundare, trebuie observată viteza enormă a încărcăturii în timpul arderii, în special în cazul vîrtejului generat prin comprimare, în care combustibilul este injectat sub forma unui singur jet. Acest aspect este evidenţiat de cadrele din figurile 6 şi 7, dacă se ţine seamă că acestea au fost obţinute cu o viteză de circa 15 000 cadre pe secundă. Fără a intra în detalii cum s-a ajuns pe cale experimentală la aceste viteze ale aerului, se menţionează numai că ele reprezintă condiţiile optime pentru fiecare sistem, din punctul de vedere al utilizării aerului. În figura 8 se arată rezultatele unor cercetări experimentale întreprinse la Shoreham, privind efectul vitezelor de rotaţie a curentului de aer asupra performanţelor unui motor cu injecţie directă.

În încheierea secţiunii consacrate activităţii de cercetare, vor fi prezentate două tehnici de cercetare care s-au dovedit deosebit de valoroase pentru evaluarea tensiunilor termice şi mecanice din diferite organe ale motorului, provocate chiar de unele caracteristici menţionate mai sus.

Aşa cum a rezultat şi din fotoînregistrările în culori, condiţiile arderii într-un motor diesel rapid, pe un interval de circa 20° RAC după PMI, pot fi caracterizate prin densitatea ridicată a încărcăturii, asociată cu mişcările extrem de intense ale acesteia ; la rîndul lor, acestea provoacă debite ridicate de căldură şi gradienţi de temperatură în materialul expus direct flăcării care conduc eventual — şi în unele cazuri foarte repede — la avarii. Cercetătorii de la instituţia Ricardo au înţeles de mult că cunoaşterea precisă a temperaturilor dominante în materialul chiulasei, cămăşii cilindrului şi pistonului, în condiţii de funcţionare, constituie o dată iniţială esenţială pentru a putea fi în situaţia de a prevedea, în faza de proiect, zonele potenţiale periculoase şi a putea astfel atenua sau chiar elimina complet efectele lor dăunătoare. În acest sens se poate face mult pe cale experimentală prin utilizarea unor dopuri termice din materiale eutectice, judicios plasate, sau a unor termocuple fixe, eventual asociate cu primele. Un pas înainte cu adevărat important s-a făcut însă prin dezvoltarea a ceea ce cercetătorii instituţiei au numit termocuple traversante (fig. 9).

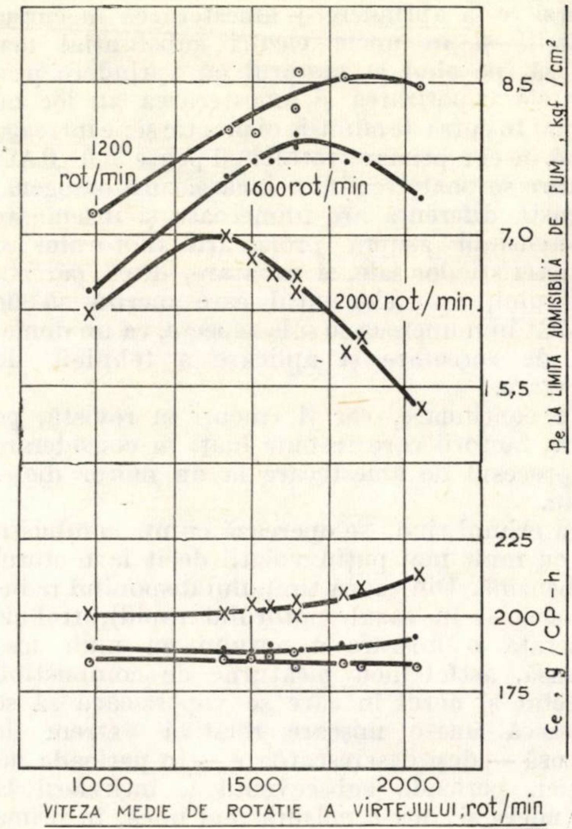


Fig. 8

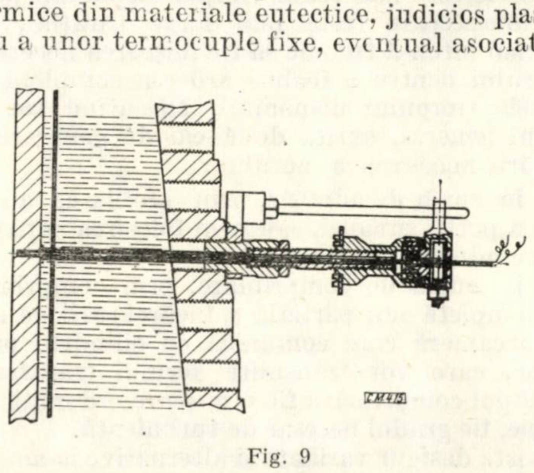


Fig. 9

Se poate afirma fără exagerare că tehnica termocuplelor traversante a transformat complet situaţia cunoştinţelor din acest domeniu. Datorită acesteia, cercetătorii au putut nu numai să reprezinte debitele de căldură şi intensitatea fluxului termic pe o arie largă a părţilor fixe ale motorului în condiţii de funcţionare, dar cu ajutorul unei instalaţii simple au ajuns în posesia unor cunoştinţe esenţiale asupra transferului căldurii, îndeosebi la interfaţa metal — mediu de răcire. Importanţa pentru viitor a unor cunoştinţe precise în acest domeniu este evidentă. În figura 10 se prezintă poziţionarea folosită a termocuplelor traversante pentru studierea fluxului termic la un motor, iar în figura 11 dispozitivul de etalonare a termocuplelor.

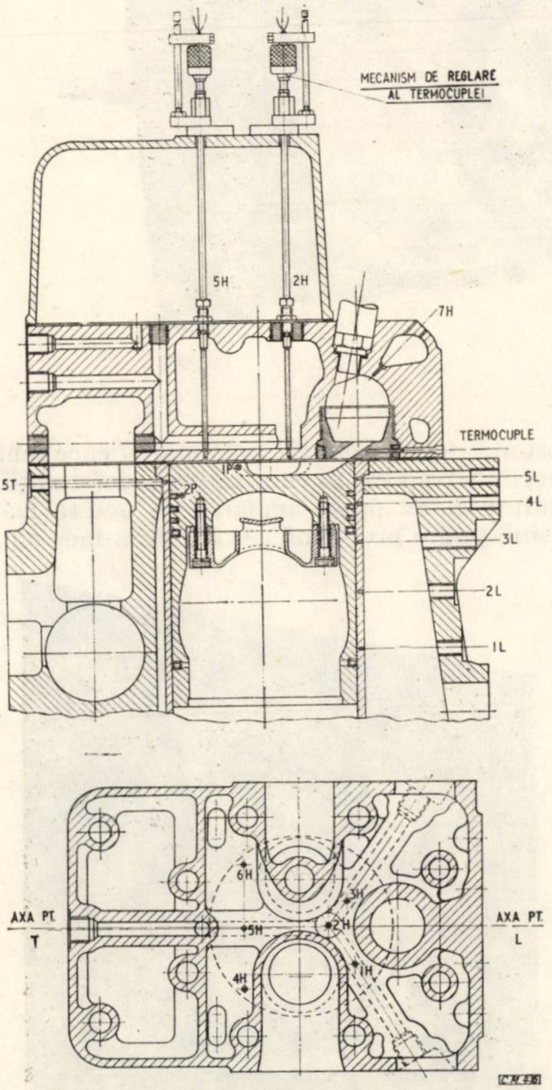

MECANISM DE REGLARE AL TERMOCUPLEI
5H
2H
7H
TERMOCUPLE
5T
1P
2P
5L
4L
3L
2L
1L
AXA PT. T
AXA PT. L
6H
3H
5H
2H
1H
4H
CM 416

Fig. 10

Pistonul, prin natura lucrurilor, ridică o problemă diferită şi nu este desigur susceptibil să fie cercetat în exact acelaşi mod. Totuşi a fost posibil, după o activitate stăruitoare, să se dezvolte o tehnică de cercetare folosind un număr de termocuple fixe, dispuse acolo unde permiteau spaţiul şi grosimea materialului, cu care să se măsoare fluxul termic în zonele specifice. Unul dintre factorii principali pentru realizarea unor măsuri sigure şi consistente a fost dezvoltarea unei metode de a transmite la punctul mort exterior curenţii de la termocuplele îngropate în piston, contactelor fixate pe peretele carterului (fig. 12 şi fig. 13). Cele două aspecte esenţiale ale succesului acestui sistem au fost :

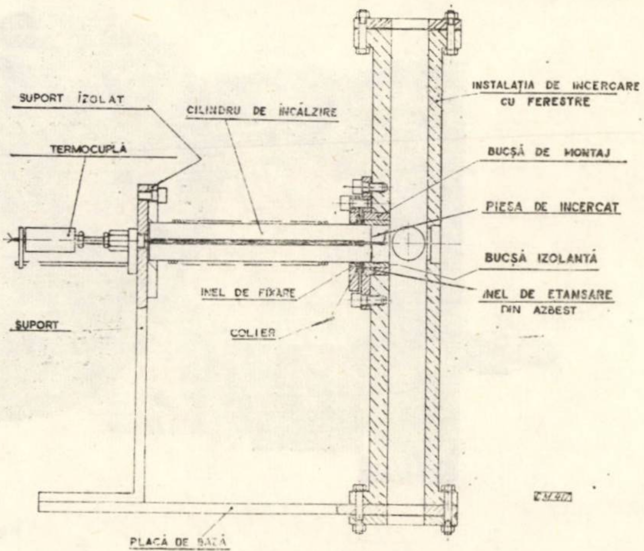

SUPORT IZOLAT
CILINDRU DE ÎNCĂLZIRE
TERMOCUPLĂ
INSTALAŢIA DE ÎNCERCARE CU FERESTRE
BUCŞĂ DE MONTAJ
PIESA DE ÎNCERCAT
BUCŞĂ IZOLANTĂ
INEL DE FIXARE
INEL DE ETANŞARE DIN AZBEST
SUPORT
COLIER
PLACĂ DE BAZĂ
CM 417

Fig. 11

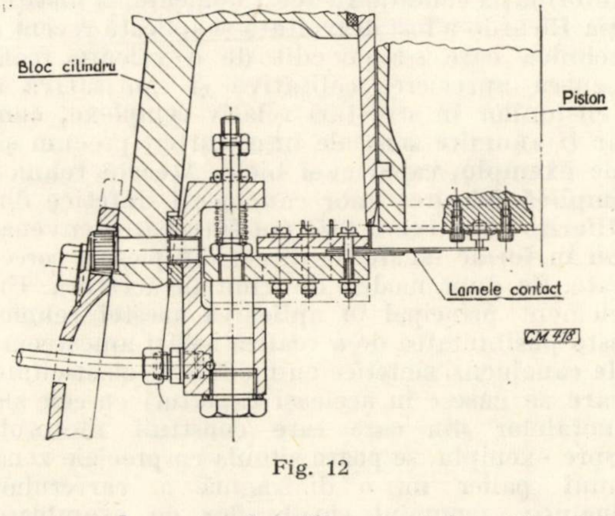

Bloc cilindru
Piston
Lamele contact
CM 418

Fig. 12

1) posibilitatea de a pune contactele în funcţiune numai cînd se fac măsurări ;

2) folosirea unui potenţiometru şi a unei punţi care să permită folosirea unei tehnici de nul pentru citirea temperaturilor, cu efectul avantajos pentru contacte al absenţei curentului.

Trecînd mai departe la tensiunile mecanice provocate de presiunile din timpul arderii şi de forţele dinamice, trebuie arătat că pentru părţile fixe ale motorului s-au putut obţine realizări importante cu ajutorul mărcilor tensometrice dispuse adecvat.

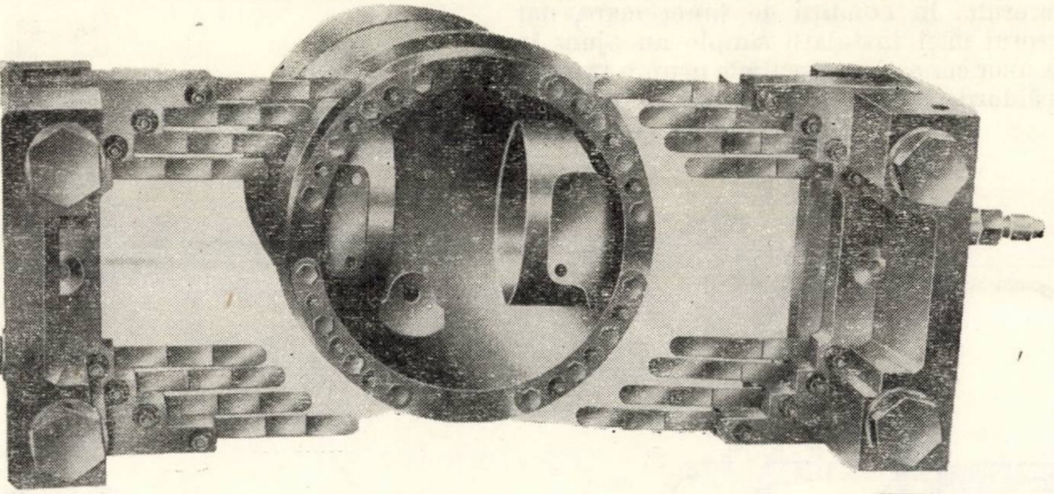


Fig. 13

Ceea ce reprezintă adesea o dificultate în acest domeniu este vizualizarea calitativă şi cantitativă efectivă a cîmpului de tensiuni într-o anumită piesă sau zonă ; în lipsa acestor cunoştinţe se iroseşte în mod frecvent timp şi efort, înainte ca o marcă tensometrică convenţională să fie plasată astfel ca să se obţină informaţia căutată. În acest domeniu, la instituţia Ricardo a fost dezvoltată şi aplicată recent o tehnică care s-a dovedit de o valoare reală pentru aprecierea calitativă şi cantitativă a tensiunilor în structuri relativ complexe, cum ar fi anumite zone ale unui carter, precum şi, de exemplu, capul unei biele. Această tehnică implică folosirea unor cauciucuri sintetice din diferite amestecuri, care pot fi turnate convenabil în forme făcute fie direct din piesele cercetate, fie după modele de lemn ale acestora. Un element principal în aplicarea acestei tehnici este posibilitatea de a realiza astăzi amestecuri de cauciucuri sintetice cu module de elasticitate care se găsesc în aceleaşi raporturi cu cele ale metalelor din care este construit motorul. Spre exemplu, se poate simula cu precizie zona unui palier într-o diafragmă a carterului, inclusiv montajul şuruburilor de asamblare şi al capacului, ca şi tensionarea şuruburilor (fig. 14). Într-un astfel de caz, diafragma, şuruburile palierului şi capacul pot fi executate din amestecuri de cauciucuri sintetice echivalente materialelor reale, poate fonta şi oţelul de înaltă rezistenţă, avînd unele faţă de altele aceleaşi relaţii între modulele de elasticitate. Dacă pentru a obţine vizualizarea cîmpului de tensiuni se vopsesc toate zonele care interesează cu unul dintre lacurile fragile adecvate scopului şi se tensionează apoi ansamblul în mod potrivit, va exista posibilitatea să se vadă zonele puternic solicitate şi direcţiile aproximative ale acestor tensiuni (fig. 15). Această informare calitativă permite să se dispună apoi mărcile tensometrice în poziţiile cele mai eficace pentru determinarea directă cantitativă a deformaţiilor rezultante. Se poate remarca că aceste mărci în sine pun o problemă. Avînd de a face cu un modul de elasticitate de ordinul de mărime al cauciucurilor sintetice utilizate, nu poate intra în discuţie utilizarea unei mărci tensometrice de un tip convenţional, căci însăşi fixarea ei pe suprafaţa cercetată ar transmite punctului

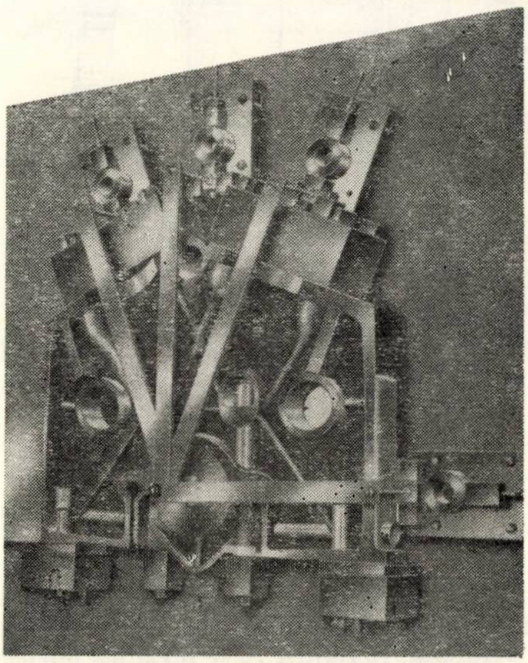


Fig. 14

respectiv un grad de rigiditate locală prin care determinările ar deveni lipsite de sens. Această dificultate fundamentală a fost depăşită de sectorul de aparatură al instituţiei prin realizarea unui dispozitiv inductiv extrem de mic care, atît prin suprafaţa neînsemnată de fixare pe cauciuc a celor două părţi componente ale sale, cît şi prin lipsa unei legături mecanice între ele, nu are un efect important asupra rigidităţii materialului în zona cercetată.

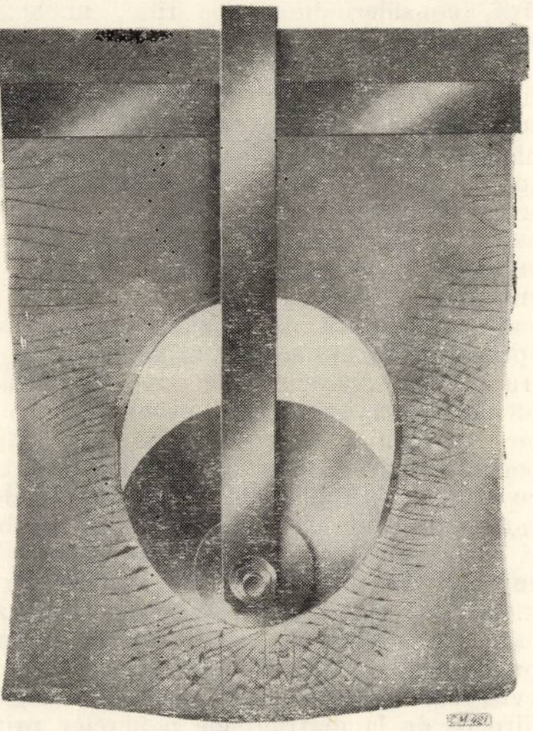


Fig. 15

*Probleme de proiectare şi dezvoltare**. Înainte de a intra în consideraţiile tehnice privind proiectarea şi dezvoltarea, este interesant de relevat o problemă de principiu şi anume : care sînt factorii care determină pe producătorul de motoare de automobil să introducă în fabricaţie un motor diesel sau un motor cu benzină sau, pe baza unor posibilităţi de desfacere relativ reduse a ambelor tipuri de motoare, să adopte o construcţie care, cu o penalizare minimă de preţ faţă de versiunea cu benzină, să poată fi realizată, cu mici excepţii, folosind acelaşi utilaj de bază.

Factorii principali care trebuie luaţi în considerare pentru a ajunge la o hotărîre par să fie următorii :

a) condiţiile probabile de exploatare, adică sarcina medie probabilă în exploatare ; parcursul anual ;

b) preţul local al combustibilului, incluzînd evident considerentele fiscale ;

c) preţul de cost suplimentar al motorului diesel, corelat cu preţul combustibilului în condiţiile date ;

d) posibilităţile de deservire şi întreţinere.

Importanţa primului factor la adoptarea unei hotărîri rezultă în mod evident dacă se consideră caracteristicile de sarcină ale unor motoare similare, în versiunea cu benzină şi diesel (fig. 16).

Motorul diesel este în situaţia cea mai avantajoasă atunci cînd predomină sarcinile reduse, mai ales dacă şi turaţiile sînt scăzute, respectiv în servicii de transport urban în care există numeroase opriri şi o proporţie ridicată de mers în gol. Pe de altă parte, motorul diesel este cel mai puţin avantajos din punct de vedere economic atunci cînd funcţionarea decurge într-o proporţie ridicată în apropierea sarcinii pline, în special la turaţii înalte. Sub aspect pur economic, utilizarea cea mai favorabilă a motorului diesel este poate la taxiuri sau la utilitarele cu deplasare din poartă în poartă, funcţionînd cu echipe de şoferi, în timp ce pentru transportul interurban pe şosele bune, cu viteze ridicate, şi eventual în regiunile accidentate, ar tinde să fie cea mai puţin atrăgătoare.

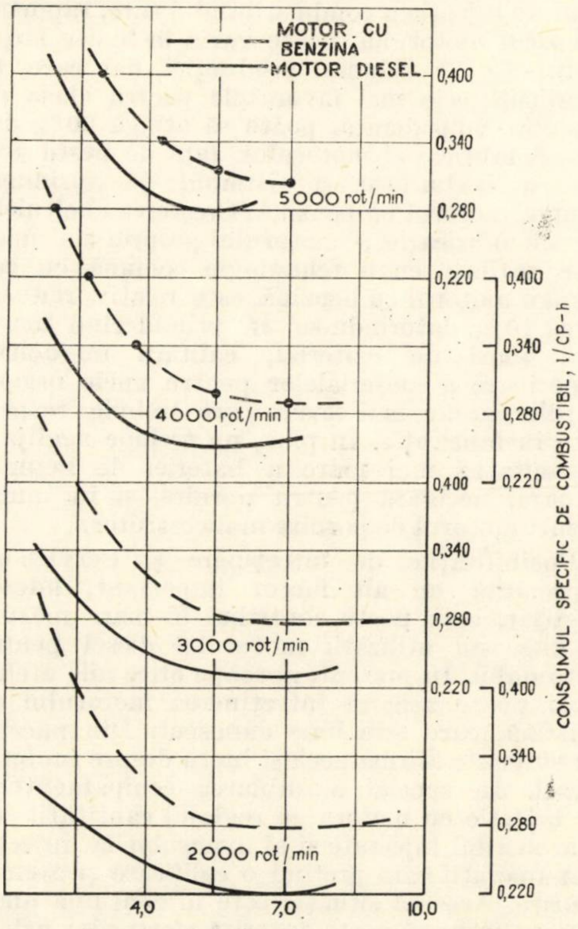


Fig. 16

---

* Se tratează problemele motoarelor rapide de automobil.

Considerînd aceste două cazuri extreme de utilizare, reducerea consumului de combustibil poate să varieze între 50 şi 15% (după experienţe cu taxiurile din Londra).

Nivelul la care utilizarea motorului diesel devine interesantă din punct de vedere economic este influenţat în mare măsură de preţul de vînzare a combustibilului în ansamblul cheltuielilor de exploatare a vehiculului, acesta putînd fi controlat extrem de uşor şi arbitrar prin considerente fiscale. Spre exemplu, dezvoltarea întîrziată şi relativ lentă a motorului diesel pentru transportul rutier în S.U.A. este, după părerea autorului, datorită în primul rînd ponderii scăzute a preţului combustibilului în această ţară, raportat la cheltuielile totale de exploatare a vehiculului.

Preţul de cost suplimentar al motorului diesel se bazează în mare măsură pe costul echipamentului de injecţie a combustibilului care, raportat la costul motorului, poate varia în limite largi, în funcţie de volumul producţiei, dar care, în condiţiile cele mai favorabile pentru clasa de motoare considerată, poate să atingă 20% din costul fabricaţiei motorului, faţă de peste 8% pentru carburator şi sistemul de aprindere pentru motorul cu benzină. Creşterea cheltuielilor de fabricaţie a motorului propriu-zis, dacă este realizat cu o tehnologie comună cu cea pentru motorul cu benzină, este relativ redusă, circa 10%, datorindu-se în primul rînd masei mai mari de material, calităţii întrucîtva superioare a materialelor pentru unele organe şi toleranţelor mai severe care trebuie respectate în fabricaţie. În plus, nu trebuie neglijată capacitatea mai mare a bateriei de acumulatoare, necesară pentru pornire, şi în multe cazuri motorul de pornire mai costisitor.

Posibilităţile de întreţinere şi Service-uri reprezintă un alt factor important, adesea neglijat, care poate contribui în mare măsură la succesul utilizării motorului diesel pentru automobil. În prezent, aproape orice mic atelier auto poate asigura întreţinerea motorului cu benzină, care este bine cunoscut. Din păcate, nu se poate afirma acelaşi lucru despre motorul diesel. În special asamblarea echipamentului de injecţie cu motorul şi reglajul cantităţii de combustibil injectate şi al avansului la injecţie sînt operaţii care pretind o calificare şi atenţie sporite. Această situaţie este în continuă ameliorare, în bună parte datorită eforturilor uzinelor producătoare de echipament de injecţie şi în multe cazuri datorită previziunii unora dintre principalele companii petroliere care echipează toate staţiile lor Service noi cu utilajele necesare motorului diesel.

Nivelul precis al producţiei la care devine interesant să se adopte ideea unui proiect şi a unei tehnologii comune pentru versiunile motor cu benzină şi diesel este dificil de determinat, însă acolo unde această alternativă a fost luată în considerare pentru a justifica instalarea unor maşini-unelte specializate, cu un oarecare grad de autotransfer, şi unde proporţia motoarelor diesel este de 25—30% din producţia totală, ideea merită un studiu aprofundat.

În continuare se vor prezenta domeniile problemelor curente ale proiectării şi dezvoltării, considerîndu-se, pe rînd, unele dintre componentele principale.

Pentru bloc-carter, o cerinţă esenţială, atît în cazul motorului cu benzină cît şi al motorului diesel, este asigurarea rigidităţii construcţiei. Bloc-carterul ar putea fi considerat drept „dispozitivul'' care trebuie să menţină în mod precis alinierea şi poziţia relativă a altor piese fixe şi mobile, în condiţiile solicitărilor mecanice impuse de ciclul funcţional. Pentru partea inferioară a bloc-carterului, preocuparea principală este legată de asigurarea unor condiţii optime de funcţionare a arborelui cotit; pentru partea superioară, se pune în special problema conservării formei geometrice a alezajelor, precum şi a conservării unei suprafeţe perfect plane pe care să se realizeze îmbinarea cu chiulasa. Problemele fundamentale ale bloc-carterului sînt comune motorului cu benzină şi diesel, dar ponderea lor este diferită. Un alt subiect de preocupare, în special în cazul motorului diesel, priveşte proiectarea zonelor care pot acţiona ca radiatoare de zgomot. Se pot obţine rezultate bune în acest sens prin evitarea, oriunde este posibil, a legăturilor directe de la diafragmele palierelor principale la zonele plane şi nerigidizate ale pereţilor laterali principali ai carterului. Se menţionează că, sub acest aspect, rigiditatea diafragmelor palierelor extreme şi în special a celei din partea volantului reprezintă un factor de cea mai mare importanţă, atît la motorul cu benzină cît şi la motorul diesel şi trebuie luate toate măsurile necesare pentru a asigura o bună fixare a locaşului palierului principal în diafragmă. Toate aceste preocupări sînt ilustrate de construcţia prezentată în figura 17.

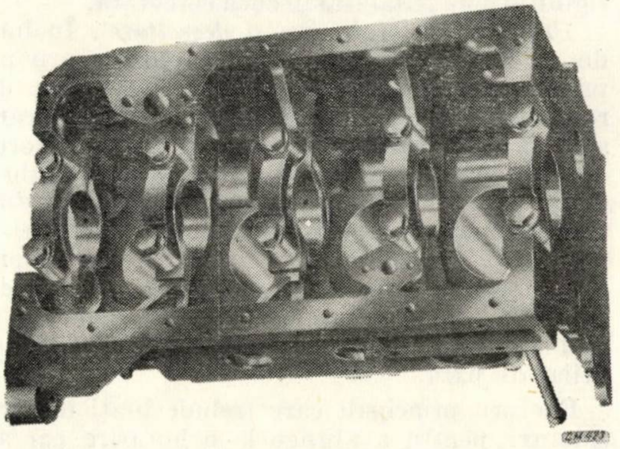


Fig. 17

Adeseori, la motoarele cu benzină de automobil cu cilindrii dispuşi în linie, se prevede un număr redus de paliere pentru micşorarea lungimii motorului, sacrificîndu-se desigur rigiditatea carterului; în unele cazuri, această practică poate atrage însă efectul contrar al măririi distanţei dintre axele cilindrilor (fig. 18).

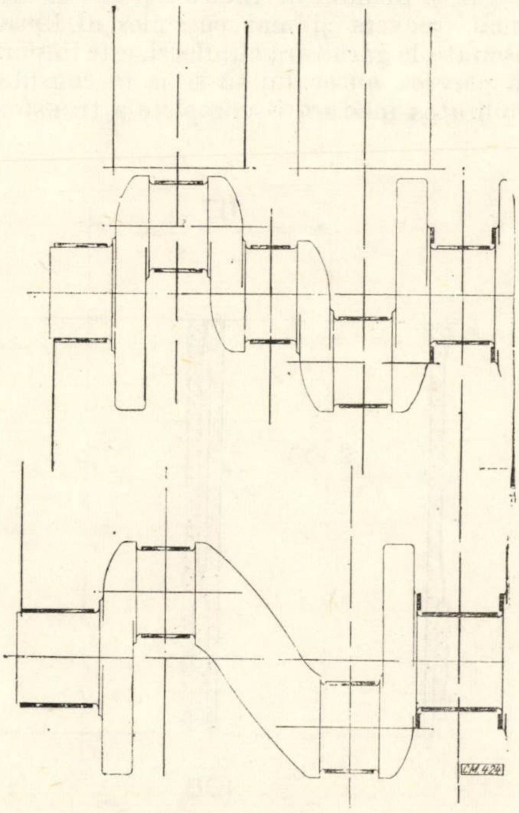


Fig. 18

Această distanţă este determinată într-o măsură principală de soluţia constructivă folosită, cu cămaşă sau cilindri alezaţi direct în bloc, precum şi de particularităţile cămăşii de răcire din jurul cilindrilor (fig. 19). La motoarele în V, se preferă în unele cazuri să se prevadă un arbore cotit cu coturi separate pentru fiecare cilindru, creîndu-se condiţii mai favorabile pentru rigiditatea carterului şi funcţionarea palierelor; această soluţie antrenează o creştere importantă a distanţei dintre axele cilindrilor (fig. 20).

Materialul principal folosit pentru bloc-carter va continua să fie fonta, întrucît rigiditatea mai redusă şi tendinţa de deformare termică împiedică încă progresul pe linia unei utilizări mai largi a aliajelor uşoare.

În legătură cu arborele cotit, organul influenţat vital de poziţionarea precisă şi susţinerea adecvată în carter, se poate spune, după părerea autorului, că în cazul motorului cu benzină nu sînt de făcut consideraţii deosebit de critice în cazul în care se confecţionează din oţel. Atunci cînd se foloseşte o fontă de mare rezistenţă, este cu mult mai probabil ca avariile să se producă din cauza unei deficienţe a tehnicii de turnare (lipsă de omogenitate în secţiunile critice) decît din cauza unor greşeli de proiectare. După părerea autorului, arborele turnat nu reprezintă în prezent o soluţie acceptabilă pentru motoarele diesel de automobil, la care trebuie să se accepte un nivel relativ ridicat de solicitări.

În cazul arborilor cu 4 şi 6 coturi, avînd 5 şi respectiv 7 fusuri palier, solicitările la încovoiere, concentrate de obicei la trecerile de la braţe la fusuri, pot fi menţinute la niveluri acceptabile atît la motorul cu benzină cît şi la motorul diesel şi există tratamente, cum ar fi nitrurarea, care îmbunătăţesc caracteristicile la oboseală, dar care sînt evitate în mod frecvent fiind costisitoare.

Tot ca o măsură de îmbunătăţire a rezistenţei în zonele de legătură dintre braţe şi fusuri, roluirea (tasarea) s-a dovedit deosebit de valoroasă, determinînd o creştere de pînă la 70%.

În ceea ce priveşte vibraţiile de răsucire, fenomenul este astăzi atît de bine cunoscut şi susceptibil de a fi calculat precis şi controlat prin montarea, în caz de necesitate, a unui amortizor de tipul cu frecare sau cu ulei, încît nu mai ridică problemele care apăreau cu 15 ani în urmă. Este demn de menţionat că prin controlul precis al vibraţiilor de răsucire au fost practic eliminate în prezent ruperile provocate de acest fenomen, devenind totodată posibil să se continue antrenarea tuturor organelor auxiliare de la extremitatea anterioară a arborelui cotit; alternativa antrenării nodale, de pe porţiunea dintre volant şi braţul adiacent, deşi preferabilă din consideraţii pur tehnice, este mai costisitoare şi de asemenea criticabilă sub aspectul inaccesibilităţii.

Partea superioară a cilindrilor trebuie considerată o zonă cu debite ridicate de căldură, în special în cazul motorului diesel la care, în prima parte a cursei de destindere, este supusă unor condiţii de mare densitate şi mişcări intense ale încărcăturii care arde. În mod evident, transferul căldurii la partea superioară a cilindrului nu trebuie să dea naştere unor tensiuni termice de o intensitate care ar putea provoca deformaţii locale sau chiar ruperi; în acest sens proiectantul trebuie să caute să stabilească echilibrul între două cerinţe contradictorii: să prevadă secţiuni adecvate pentru a putea suporta încărcările mecanice datorite presiunii gazelor şi care totodată să nu constituie o barieră termică prea puternică şi deci un nivel prea ridicat al tensiunilor termice. Se ajunge astfel inevitabil la necesitatea de a sublinia cele două funcţiuni incompatibile ale materialului, care trebuie să furnizeze în acelaşi timp rezistenţa mecanică necesară şi o rezistenţă pe cît posibil mai redusă la trecerea căldurii.

Alte două zone care ridică probleme importante, atît pentru proiectarea motorului cu benzină cît și a motorului diesel de automobil modern, sînt partea inferioară a chiulasei și îmbinarea sa cu blocul cilindrilor pe de o parte și pistonul pe de altă parte, ambele fiind expuse trecerii directe a căldurii de la încărcătura care arde. În privința îmbinării blocului cilindrilor cu carterul, este de primă importanță poziționarea corectă a prezoanelor sau șuruburilor, astfel ca strîngerea lor să nu producă abateri de la planeitatea suprafeței de îmbinare.

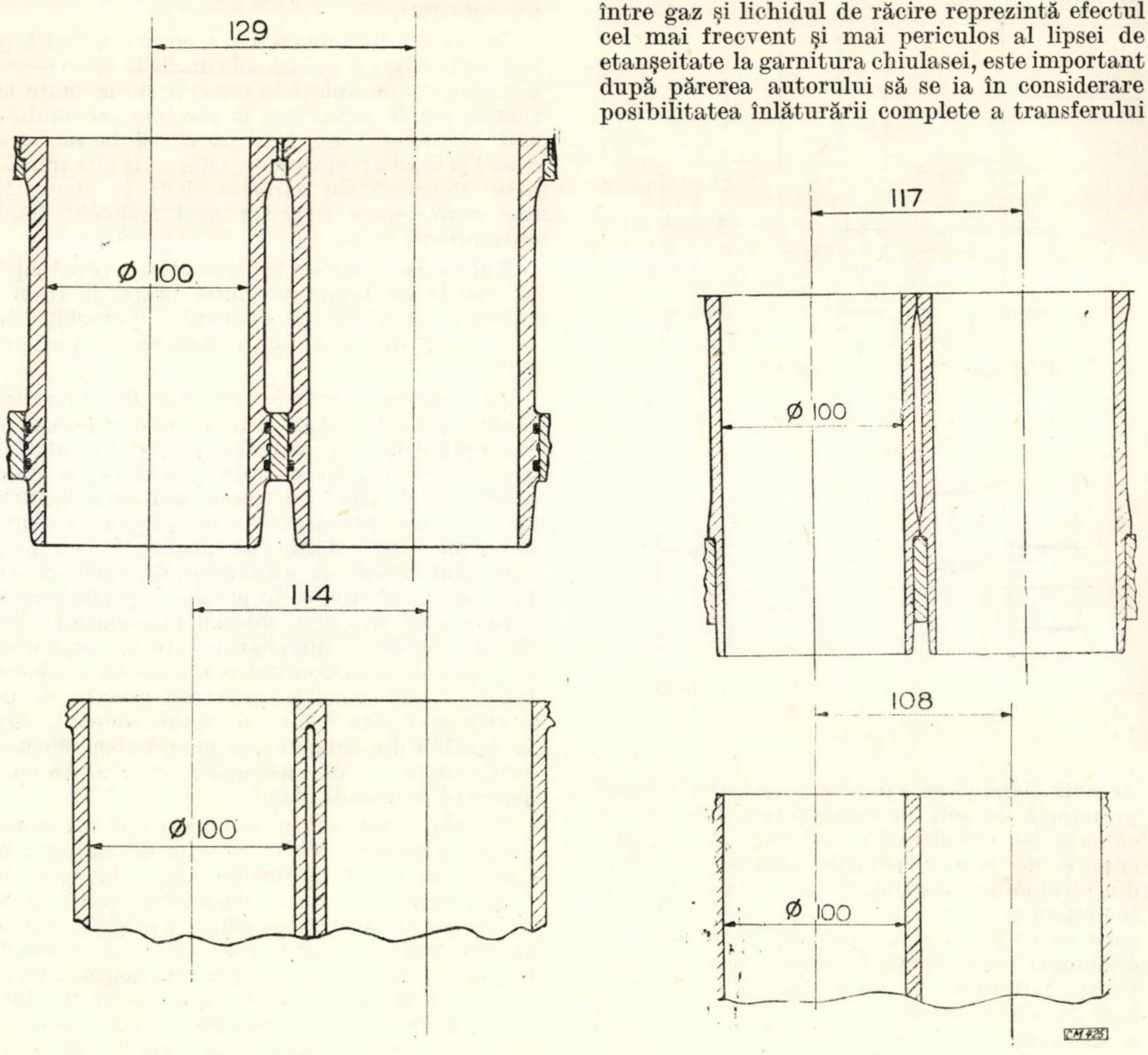


Fig. 19

Trecînd la problemele chiulasei, domeniu în care o proiectare îngrijită poate fi bine răsplătită prin comportarea în funcționare, trebuie menționată în primul rînd îmbinarea cu blocul cilindrilor. În prezent se folosesc numeroase forme de îmbinare și, după experiența autorului, succesul sau deteriorarea îmbinării depind în bună măsură de planeitatea și precizia suprafețelor îmbinării. Corespondența perfectă între orificiile de pe cele două suprafețe este de asemenea foarte prețioasă. Întrucît schimbul între gaz și lichidul de răcire reprezintă efectul cel mai frecvent și mai periculos al lipsei de etanșeitate la garnitura chiulasei, este important după părerea autorului să se ia în considerare posibilitatea înlăturării complete a transferului lichidului de răcire prin garnitură. Această măsură reduce considerabil, prin separare, riscul schimbului între gaz și lichid și totodată permite realizarea unei presiuni mai înalte și mai uniforme acolo unde este cu adevărat importantă, respectiv în jurul cilindrilor, evitînd disiparea sa pe un număr de etanșări secundare pentru fluidul de răcire. Transferul lichidului de răcire de la blocul cilindrilor la chiulasă poate fi realizat ușor prin piese mici plasate adecvat sau prin treceri exterioare. Această soluţie poate apărea drept costisitoare în comparaţie cu orificiile obţinute prin turnare pe suprafeţele blocului şi chiulasei, însă cel puţin pentru motorul diesel costul iniţial poate fi compensat uşor prin siguranţa în funcţionare.

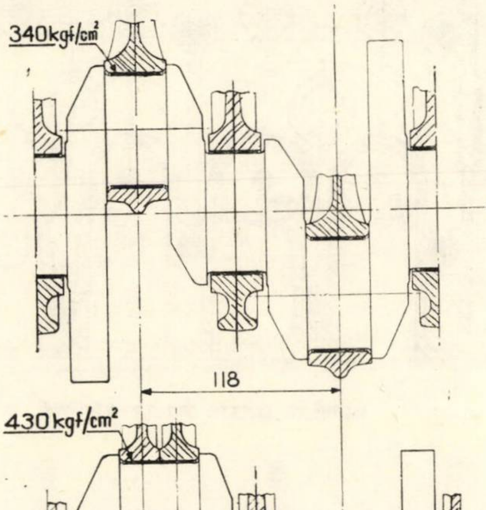


Fig. 20

Consideraţiile făcute în cazul blocului cilindrilor în legătură cu poziţionarea corectă a şuruburilor capătă poate o importanţă şi mai mare la proiectarea chiulasei. Totodată la proiectarea chiulasei trebuie să se acorde toată atenţia asigurării transmiterii pe cît posibil mai direct a presiunii create de şuruburi suprafeţelor de etanşare din jurul cilindrilor, în funcţie de configuraţia generală a porţilor supapelor de admisie şi evacuare, bosajelor locaşurilor bujiilor sau injectoarelor, orificiilor tijelor împingătoare etc. (fig. 21). Partea inferioară a chiulasei constituie, împreună cu capul pistonului, o zonă foarte susceptibilă la solicitări termice locale excesive şi este interesant de considerat sub acest aspect situaţia relativă a motorului cu benzină şi diesel. Atunci cînd se produc, defecţiunile de natură termică ale chiulasei sînt provocate la ambele tipuri de motoare de prezenţa unui transfer local intens de căldură care, în cazul motorului cu benzină, poate rezulta din detonaţie şi preaprinderea subsecventă, iar la motorul diesel din cauza unor zone de turbulenţă intensă a încărcăturii în apropierea PMI. Concentrarea transferului de căldură determinată de detonaţie sau preaprindere la motorul cu benzină este desigur de un ordin de mărime mult superior faţă de aceea care se produce la motorul diesel, deşi în prezent localizarea sa nu mai constituie o surpriză. În cazul motorului diesel, pot fi luate totuşi în faza de proiectare unele precauţii destinate să reducă solicitările termice în zonele de transfer important de căldură.

Trecînd la sistemul de distribuţie, este de observat că o dată cu creşterea continuă a turaţiei care a fost asociată cu tendinţa generală de a construi motoare subpătrate, în scopul sporirii puterii, funcţionarea supapelor a devenit un domeniu relativ delicat; ca urmare, soluţia plasării arborelui cu came deasupra chiulasei a început să fie adoptată la motoare pentru utilizări curente, complet deosebite de motoarele de performanţă şi de curse cu care a fost multă vreme asociată. În acest sens a jucat un mare rol dezvoltarea curelelor de transmisie dinţate din cauciuc. Avantajele principale ale plasării arborelui cu came deasupra chiulasei sînt aceleaşi pentru motorul cu benzină şi diesel:

1. o reducere considerabilă a greutăţii organelor mecanismului de comandă a supapei;
2. eliminarea din mecanism a organelor care acţionează ca acumulatoare de energie în ciclul de funcţionare al supapei; aceste organe sînt tijele împingătoare, culbutorii, axul culbutorilor şi suporturilor lui, care pot să acumuleze în ansamblu energia de deformare corespunzătoare tensiunilor de compresiune sau încovoiere în perioada de deschidere a supapei, şi care este apoi eliberată în perioada de închidere, cu rezultatul extrem de nedorit al modificării corespunzătoare a deplasării supapei şi a comportării supapei în momentul închiderii (legea de ridicare a supapei din fig. 22, b faţă de aceea din fig. 22, a). Cu toate că sub acest aspect motorul cu benzină tinde să fie mai susceptibil decît motorul diesel ca urmare a turaţiilor mai ridicate, la motorul diesel funcţionarea neperturbată a supapelor este pe de altă parte mai greu de realizat datorită perioadei mai scurte de deschidere. Este important de asemenea ca supapa să nu păstreze efectiv, în momentul aşezării, mişcarea de rotaţie, comunicată fie de mişcări prevăzute din alte motive, fie de factori întîmplători la proiectare, întrucît această miş-

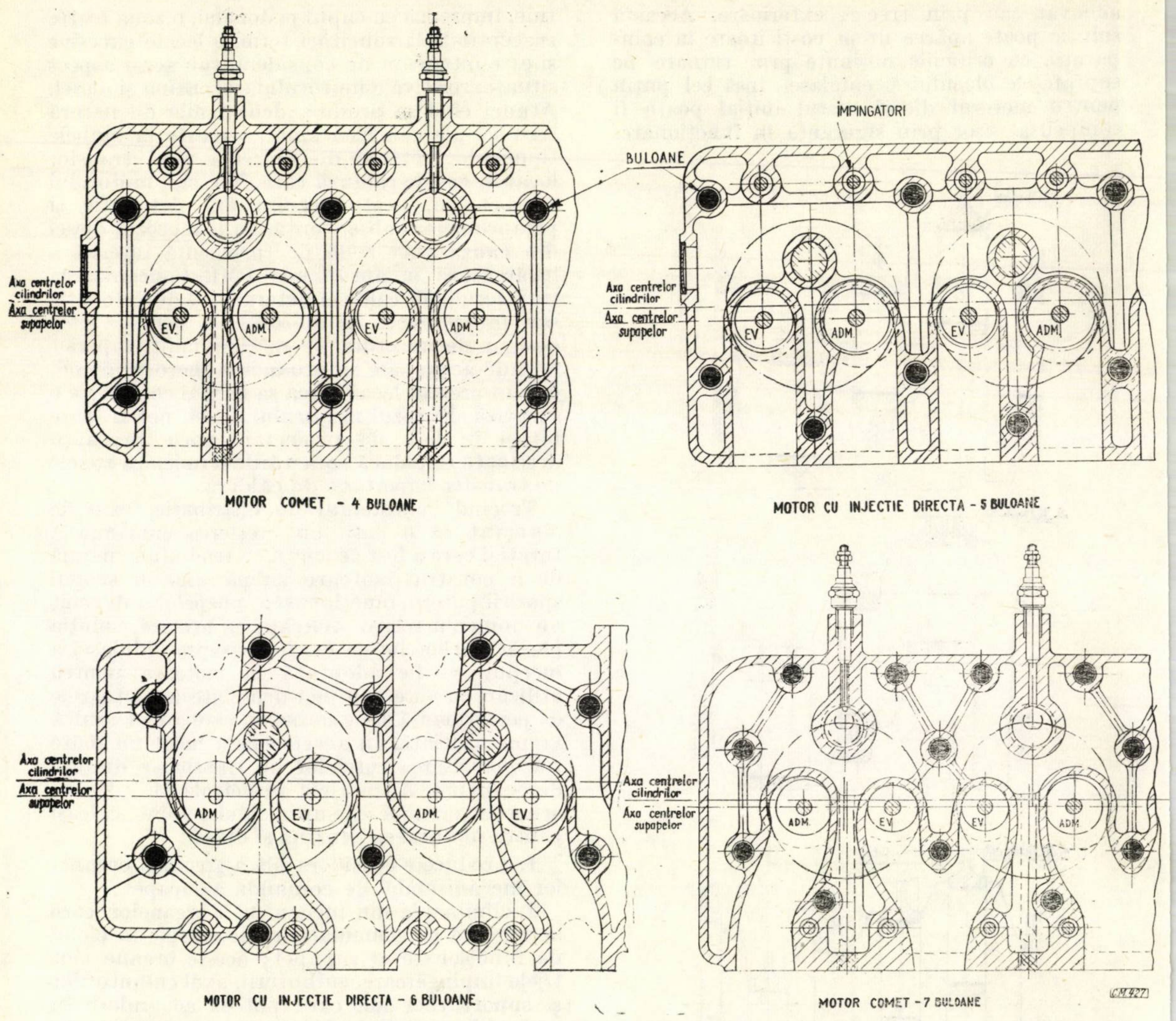

IMPINGATORI
BULOANE
Axa centrelor cilindrilor
Axa centrelor supapelor
EV.
ADM.
MOTOR COMET - 4 BULOANE
MOTOR CU INJECTIE DIRECTA - 5 BULOANE
MOTOR CU INJECTIE DIRECTA - 6 BULOANE
MOTOR COMET - 7 BULOANE
CM 427

Fig. 21

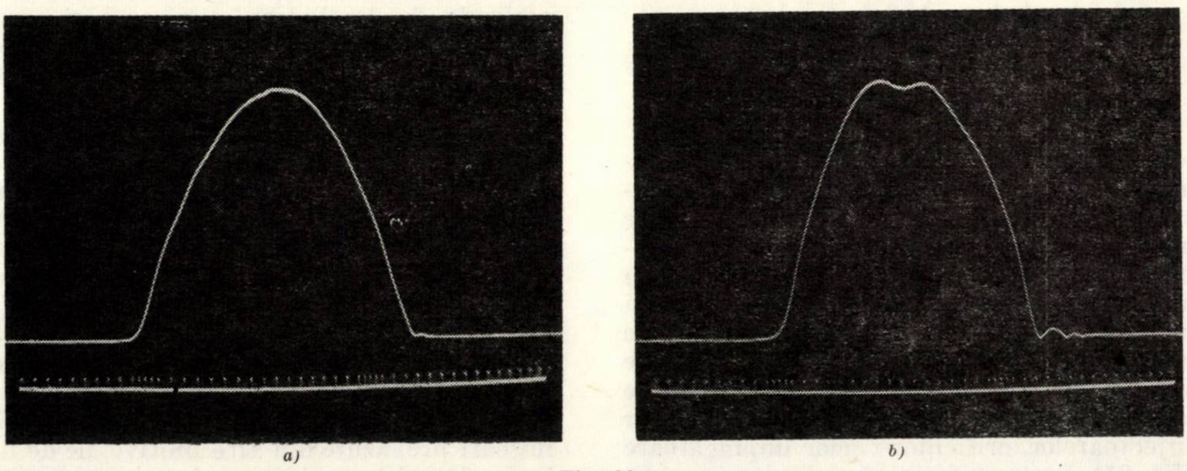

a)
b)

Fig. 22

care poate fi o cauză importantă de uzură a supapei şi scaunului. În general, este extrem de dificil să se prezică o astfel de mişcare de rotaţie şi de aceea observaţia stroboscopică în timpul funcţionării este în mod obişnuit revelatoare şi foarte preţioasă.

Trecînd în final la piston, după părerea autorului acesta este ,,călcîiul lui Ahile'' al motorului cu ardere internă, cu benzină sau diesel. Cele două funcţiuni principale ale pistonului sînt:

a) să asigure etanşarea la gaz, atît între canale şi segmenţi cît şi între segmenţi şi cilindru;

b) să asigure un traseu adecvat pentru căldură de la capul pistonului expus direct gazelor în timpul arderii la pereţii răciţi ai cilindrului sau la fluidul de răcire al pistonului, de exemplu uleiul, astfel ca să se asigure capului o temperatură care să nu slăbească într-o măsură importantă rezistenţa faţă de solicitările mecanice şi termice la care este supus.

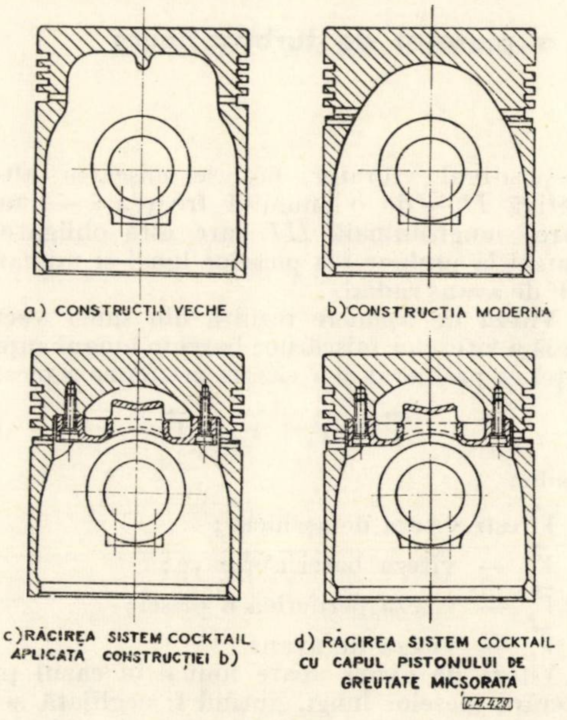
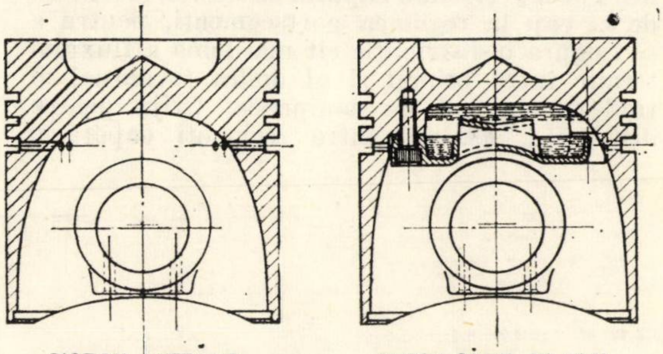

a) CONSTRUCŢIA VECHE
b) CONSTRUCŢIA MODERNA
c) RĂCIREA SISTEM COCKTAIL APLICATĂ CONSTRUCŢIEI b)
d) RĂCIREA SISTEM COCKTAIL CU CAPUL PISTONULUI DE GREUTATE MICŞORATĂ

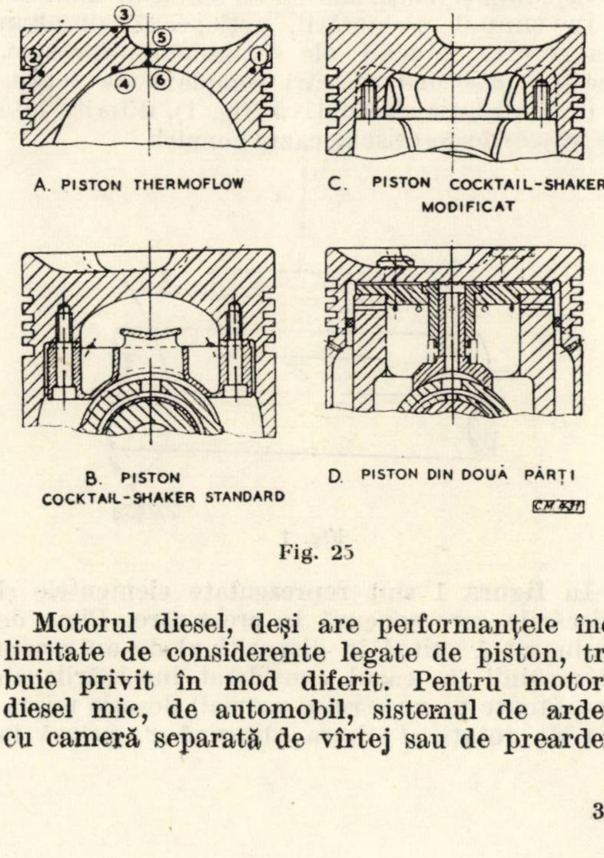
Fig. 23

Funcţiunea de etanşare la gaze a pistonului şi segmenţilor la motorul cu benzină şi diesel este bine cunoscută în prezent şi, cu excepţia unor cazuri de presiuni foarte înalte la unele motoare diesel semiexperimentale, nu constituie o problemă reală. Funcţiunea de distribuţie şi disipare a căldurii reclamă însă, pentru ambele tipuri de motoare, o grijă deosebită la proiectare şi există părerea, tot mai larg împărtăşită, că aceasta este funcţiunea care devine factorul limitator al creşterii puterii specifice a motorului. În cazul motorului cu benzină de automobil, după cum s-a mai arătat, problemele termice sînt provocate de fluxul termic foarte intens şi concentrat stabilit de detonaţie şi preaprindere şi avariile se manifestă în acest caz printr-o topire foarte localizată a materialului, într-un punct imediat opus sursei preaprinderii, adesea electrozii bujiei, conducînd rapid la perforarea capului. În acest caz, remediul real este, desigur, eliminarea cauzei detonaţiei şi prin aceasta, în multe cazuri, a preaprinderii. Totodată este important să se cerceteze cum poate fi îmbunătăţită proiectarea capului pistonului astfel ca să se obţină trasee mai bune pentru conducerea căldurii la periferia pistonului. Exemplele din figura 23 ilustrează evoluţia în această direcţie a profilului interior al pistonului.


PISTON NERĂCIT

PISTON RĂCIT CU ULEI

Fig. 24



A. PISTON THERMOFLOW
C. PISTON COCKTAIL-SHAKER MODIFICAT
B. PISTON COCKTAIL-SHAKER STANDARD
D. PISTON DIN DOUĂ PĂRŢI

Fig. 25

Motorul diesel, deşi are performanţele încă limitate de considerente legate de piston, trebuie privit în mod diferit. Pentru motorul diesel mic, de automobil, sistemul de ardere cu cameră separată de vîrtej sau de preardere devine practic esenţial pentru a atinge turaţii înalte. Aceste sisteme de ardere presupun existenţa unor zone cu debite de căldură foarte ridicate, atît pentru piston, cît şi pentru chiulasă. În aceste cazuri trebuie acordată o grijă deosebită proiectării capului pistonului şi trecerii de la cap la regiunea portsegmenţi, pentru a se asigura o distribuţie cît mai bună a fluxului termic între primul şi al doilea (eventual al treilea) segment de compresie. Grija pentru distribuţia căldurii între segmenţi capătă o importanţă sporită la motorul diesel faţă de motorul cu benzină, pentru că apar limitări mai severe pentru temperatura admisibilă a primului segment de compresie în prezenţa produselor arderii diesel. Pentru acelaşi motiv, la motorul diesel este necesar un prag mai lat între cap şi canalul primului segment. În figurile 24 şi 25 se prezintă exemple de construcţie a pistonului pentru motoare diesel, în variantele nerăcit şi răcit. În figura 25, poziţiile termocuplelor, arătate în *A*, sînt comune tuturor pistoanelor.

CZ 621.61-2:621.9.018.6

Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante

Ing. Gligor RUSAN
Ing. Mircea IVAN

Se ştie că rezistenţa la uzură a suprafeţelor pieselor în mişcare relativă depinde de parametrii funcţionali — presiune de contact, viteza relativă dintre cele două suprafeţe, modul de ungere etc. — precum şi de rugozitatea suprafeţelor în contact.

O metodă cu productivitate ridicată şi care asigură o bună calitate a suprafeţei este metoda de superfinisare prin vibronetezire.

Prelucrarea prin vibronetezire este o metodă de aşchiere mecanică care utilizează drept scule bare abrazive formate din granule de diferite dimensiuni şi lianţi, similar cu barele de honuire.

În timpul prelucrării, acţionează simultan mai multe muchii ale granulelor abrazive, acestea descriind mişcări complexe de rotaţie şi de translaţie alternativă (fig. 1), diferite faţă de mişcările descrise în cazul honuirii.

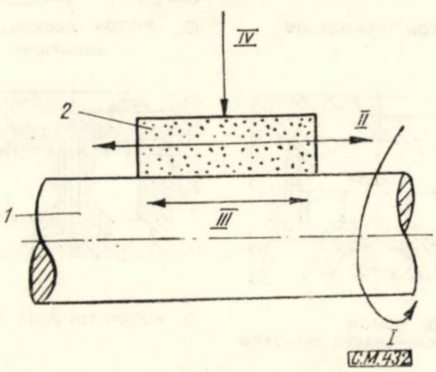


Fig. 1

În figura 1 sînt reprezentate elementele şi mişcările care concură la prelucrare. Piesa de prelucrat 1 prinsă în dispozitivul de antrenare al maşinii (în cazul considerat încercările au fost făcute pe un strung normal) descrie mişcarea de rotaţie *I*; bara abrazivă *2*, prinsă în dispozitivul vibrator, descrie mişcarea alternativă *II* — de o anumită frecvenţă —, mişcarea longitudinală *III* care este obligatorie numai la prelucrarea pieselor lungi şi mişcarea *IV* de avans radial.

Viteza de aşchiere rezultă din suma vectorială a vitezelor mişcărilor barei în lungul suprafeţei de prelucrat şi a vitezei periferice a piesei :

$$\vec{V}_a = \vec{V}_b + \vec{V}_p + \vec{V}_s, \qquad (1)$$

unde :

$\vec{V}_a$ este viteza de aşchiere ;
$\vec{V}_b$ — viteza barei abrazive ;
$\vec{V}_p$ — viteza periferică a piesei ;
$\vec{V}_s$ — viteza de avans.

Viteza de avans apare numai în cazul prelucrării pieselor lungi, putînd fi neglijată şi în acest caz deoarece valoarea ei este mult prea mică în raport cu V_b şi V_p. Din această cauză viteza de aşchiere se determină numai în funcţie de viteza barei abrazive V_b şi de viteza periferică a piesei V_p.

Viteza medie a barei abrazive, în valoare absolută, se determină în funcţie de numărul de curse duble executate de bară şi de amplitudinea mişcării barei, cu relaţia :

$$V_b = 2 . a . n_{cd}, \qquad (2)$$

unde :

a reprezintă amplitudinea mişcării barei abrazive ;
n_{cd} — numărul de curse duble efectuat de bara abrazivă.

Viteza periferică a piesei se exprimă cu relaţia :

$$V_p = \pi \cdot D \cdot n_p, \qquad (3)$$

în care:

D este diametrul piesei de prelucrat;

n_p — turația piesei de prelucrat.

În timpul lucrului, viteza piesei are o valoare constantă ca mărime absolută și același sens ca mărime vectorială, pe cînd viteza barei abrazive este o mărime variabilă și cu sens de mișcare alternativ. Ca urmare viteza de așchiere V_a, în decursul unei curse duble, are direcție și mărime variabilă conform schemei din figura 2.

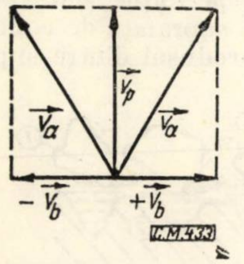


Fig. 2

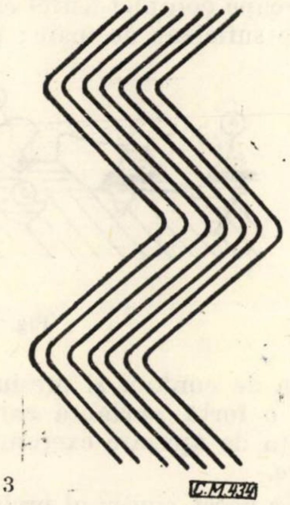


Fig. 3

Drumul descris de un rînd de granule din bara abrazivă, în timpul rotației piesei, este prezentat în figura 3.

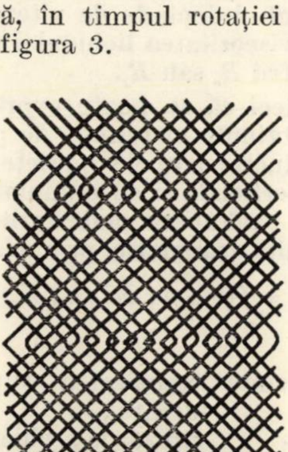


Fig. 4

Următoarele rînduri de granule, în același timp sau la rotațiile următoare, descriu traiectorii similare, însă decalate, obținîndu-se o rețea de urme încrucișate ca în figura 4.

Obținerea unei calități ridicate a suprafeței se explică prin desimea traiectoriilor granulelor abrazive, prin presiunile variabile între bara abrazivă și piesă — în raport cu honuirea — și prin vitezele de așchiere mari — față de rodare.

La obținerea calității ridicate a suprafeței, un rol important îi revine și barei abrazive prin granulația și duritatea ei, precum și lichidului de răcire-ungere.

Productivitatea ridicată se explică prin faptul că granulele abrazive intersectează microasperitățile rămase de la prelucrarea precedentă sub un unghi aproape de 90°, parcurgînd un drum cît mai scurt în așchie.

În figura 5 se prezintă modul cum o granulă abrazivă *1* intersectează asperitățile piesei *2*. Drumul parcurs de o granulă abrazivă la o cursă este egal cu suma lungimilor l_1, $l_2 \ldots l_n$ și l'_1, $l'_2 \ldots l'_n$, unde l_1, $l_2 \ldots l_n$ sînt lungimi parcurse de granulă în așchie, iar l'_1, $l'_2 \ldots l^0_n$ sînt lungimi neactive.

Mărimea cursei active a unei muchii a granulelor abrazive depinde de mărimea lungimilor l_1, $l_2 \ldots l_n$. Aceste mărimi sînt minime pentru unghiuri de intersecție ale urmelor de 90°.

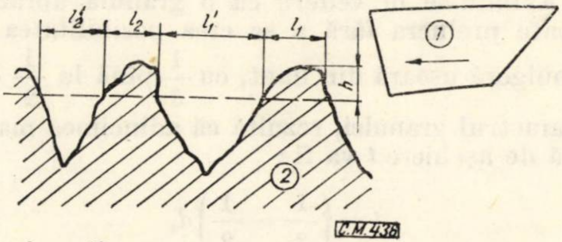


Fig. 5

În felul acesta, granula abrazivă își păstrează proprietățile așchietoare un timp mai îndelungat, așchiind deci mai intens.

Pe de altă parte, datorită mișcării alternative, granulele așchiază alternativ după două direcții, deci cu două muchii ale granulei abrazive. Acest lucru duce la o mai bună utilizare a granulei, la o ușoară îndepărtare din zona de lucru a așchiilor detașate și a granulelor uzate smulse din liant, care ar putea produce deteriorarea suprafeței.

Productivitatea se explică și prin faptul că, apăsarea barei pe piesă fiind constantă, la începutul prelucrării presiunea este mare ca urmare a contactului pe vîrfurile microasperităților, iar așchierea se produce intens, în timp ce spre sfîrșitul prelucrării suprafața de contact crește și deci procesul scade în intensitate.

Procesul de așchiere la prelucrarea prin vibronetezire se produce în prezența unui lichid de răcire-ungere care influențează mult procesul de prelucrare.

Presiunea filmului de lichid format între piesă și bara abrazivă depinde de onctuozitatea lichidului, de aderența lui pe piesa de prelucrat și de viscozitate.

În aceste condiții prelucrarea prin vibronetezire trece printr-o serie de faze distincte.

Astfel, în prima fază, contactul dintre bara abrazivă și piesă se face pe vîrfurile microasperităților suprafeței de prelucrat și pe vîrfurile granulelor abrazive, după cum se vede în figura 6

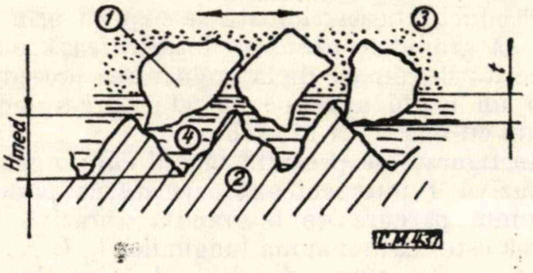


Fig. 6

(*1* — granulele abrazive, *2* — piesa de prelucrat, *3* — liantul, *4* — pelicula de lichid de răcire-ungere).

Avîndu-se în vedere că o granulă abrazivă poate prelucra fără a se crea posibilitatea de smulgere ușoară din liant, cu $\frac{1}{3}$ pînă la $\frac{1}{2}$ din diametrul granulei, rezultă că adîncimea maximă de așchiere t va fi:

$$t = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2}\right)d, \tag{4}$$

d fiind diametrul granulei.

Cunoscîndu-se că barele abrazive pentru superfinisare au o granulație fină, cu diametre cuprinse între 5 și 28 μm, rezultă că adîncimea de așchiere este egală cu:

$$t = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{2}\right)(5 \div 28) = (1{,}7 \div 14)\,\mu\text{m}.$$

Știind că piesele — înainte de superfinisare — sînt strunjite fin sau rectificate cu rugozitate superficială cuprinsă între 12,5 și 1,6 μm, rezultă că granulele abrazive se întrepătrund cu microasperitățile suprafeței de prelucrat detașînd în această fază un volum relativ mare de așchii.

În timpul lucrului, o parte din granule — cele mai proeminente — sînt smulse din liant în urma concentrării eforturilor de așchiere asupra lor, iar o altă parte din granule sînt tocite sau sfărîmate; liantul se sfărîmă și el și este îndepărtat din zona de lucru, dînd posibilitatea să apară noi muchii așchietoare cu adîncime de așchiere mai mică. De asemenea, o cantitate din așchiile detașate rămîn între spațiile dintre granule, micșorînd adîncimea de așchiere a granulelor.

Astfel, în faza a doua a prelucrării, contactul dintre bara abrazivă și piesă are loc numai pe vîrfurile granulelor, fără ca ele să se întrepătrundă cu microasperitățile piesei, așa cum rezultă din figura 7 (*1* — granule abrazive, *2* — piesa de prelucrat, *3* — liantul, *4* — așchiile, *5* — lichidul de răcire-ungere).

În faza a treia, microasperitățile sînt tocite aproape complet astfel că suprafața de contact este suficient de mare; produsul dintre suprafața de contact și presiunea filmului de lichid dă o forță portantă care tinde să echilibreze forța de apăsare exercitată asupra barei abrazive.

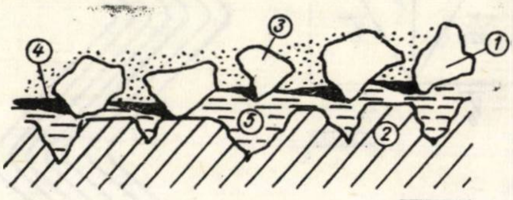


Fig. 7

În acest stadiu al prelucrării, contactul între sculă și piesă se produce pe un număr din ce în ce mai mic de granule și cu o presiune între granulă și piesă din ce în ce mai mică, tinzînd spre o frecare lichidă.

Gradul de tocire a microasperităților depinde de capacitatea portantă a filmului de lichid, care la rîndul ei depinde de viteza periferică a piesei și de viscozitatea lichidului și se exprimă prin parametrii R_a sau R_z.

Rezultă deci că se poate exprima calitatea suprafeței obținute în funcție de parametrii de lucru, la prelucrarea unei suprafețe cu o anumită duritate superficială și cu o anumită rugozitate inițială, cu o bară abrazivă de duritate constantă și cu o anumită granulație, prin relația:

$$R_{a;z} = f(v_a\,;\,p\,;\,E^\circ\,;\,\tau\,;\,N_B\,;\,H_B), \tag{5}$$

unde:

$R_{a;z}$ reprezintă rugozitatea suprafeței prelucrate;
v_a — viteza de așchiere;
p — presiunea de apăsare a barei abrazive pe piesă;
E° — viscozitatea lichidului de răcire-ungere;
τ — timpul de lucru
N_B — granulația barei abrazive;
H_B — duritatea barei abrazive.

În literatura de specialitate sînt date valori limită pentru parametrii de lucru. Astfel, sînt recomandate următoarele valori pentru parametrii principali: $p = 0 — 50$ kgf/cm²; $v_p = 12—30$ m/min; $n_{cd} = 800—2\,000$ curse duble/min; $a = 2—8$ mm.

Ca lichid de răcire-ungere se recomandă ulei de turbină cu 70—80% petrol, iar după alte lucrări se recomandă chiar emulsie de apă cu săpun.

Timpul de prelucrare nu este precizat, depinzînd de calitatea suprafeţei şi de parametrii de lucru.

Variaţia gradului de tocire a microasperităţilor în funcţie de timpul de prelucrare este arătată în figura 8, unde în ordonată este reprezentată tocirea microasperităţilor în procente, iar în abscisă timpul în secunde.

Valoarea lui δ se stabileşte cu relaţia

$$\delta = \frac{\Delta H}{H} \cdot 100\ \%, \qquad (6)$$

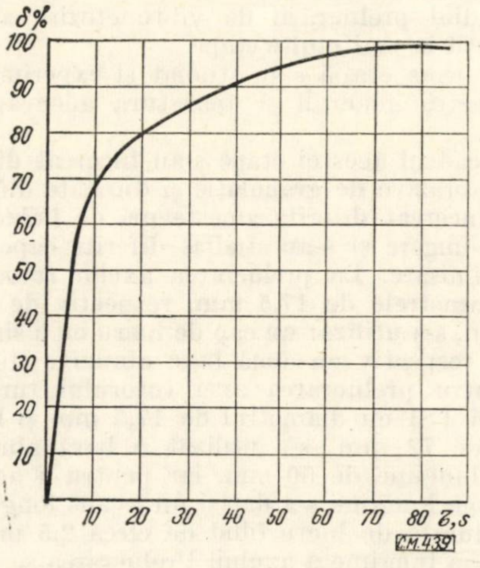


Fig. 8

în care:

H este înălţimea microasperităţilor înainte de prelucrare prin vibronetezire;

H' — înălţimea microasperităţilor după prelucrare;

$$\Delta H = H - H'.$$

Barele abrazive recomandate sînt bare prismatice din micropulberi M28 — M5.

Duritatea barelor se alege în funcţie de materialul piesei de prelucrat. Se recomandă bare moi pentru prelucrarea pieselor dure şi bare dure la prelucrarea pieselor moi.

Prinderea barelor în dispozitivele de lucru depinde de tipul suprafeţei prelucrate (cilindrică, plană, curbă etc.).

În figura 9 sînt reprezentate două tipuri de dispozitive de prindere a barelor abrazive în funcţie de diametrul piesei de prelucrat. Dispozitivul din figura 9, *a* se recomandă pentru prelucrarea pieselor de diametre relativ mici, iar cel din figura 9, *b* se recomandă pentru diametre mari.

Pe baza celor prezentate mai sus s-a trecut la studiul parametrilor de prelucrare prin vibronetezire a rotoarelor turbosuflantelor TS1 şi TS4 executate de uzina Hidromecanica — Braşov.

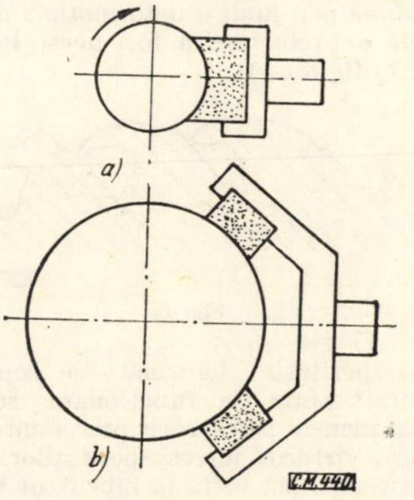


Fig. 9

Deoarece aceste rotoare lucrează la turaţii ridicate de 15 000—60 000 rot/min, axele lor se sprijină în lagăre de alunecare. Ca urmare, la 60 000 rot/min frecările şi uzurile pot fi mari, ducînd chiar la gripare.

Pentru a înlătura aceste inconveniente, axele rotoarelor se execută dintr-un oţel aliat 13 CN 35 avînd o duritate în zonele supuse uzurilor de 58—62 HRC şi se prelucrează la o rugozitate a suprafeţei cuprinsă în clasele 13—14 de rugozitate.

În prezent, prelucrarea fină a suprafeţelor de ghidare a axelor se face prin lustruire cu şmirghel de diferite granulaţii. Prelucrarea se execută manual sau cu dispozitive simple pe un strung. Lustruirea suprafeţelor este o metodă necorespunzătoare în acest caz, atît sub aspect calitativ, cît şi sub aspect economic. Sub aspect calitativ, lustruirea este necorespunzătoare întrucît, datorită apăsărilor neuniforme în lungul axului, macrogeometria axelor prezintă unele ondulaţii care în exploatare duc la reducerea suprafeţei de contact între ax şi lagăr, după cum rezultă din figura 10 (*1* — suprafaţa fusului, *2* — suprafaţa ideală a lagărului, *3* — lubrifiantul).

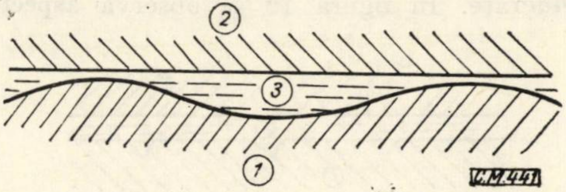


Fig. 10

Presiunea locală pe vîrful ondulaţiilor creşte, iar filmul de lubrifiant se poate întrerupe dînd naştere la o frecare uscată în acele zone şi, ca urmare, se produce o uzură pronunţată şi chiar griparea axului.

Referitor la microgeometria suprafeţei, lustruirea produce mai mult o deformaţie a asperităţilor decît o prelucrare a lor, acest lucru fiind ilustrat în figura 11.

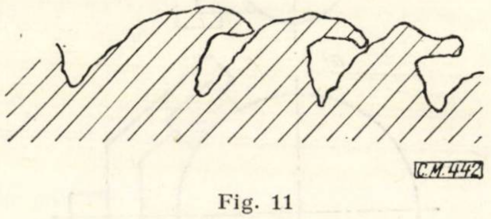


Fig. 11

Microasperităţile deformate se topesc după un anumit timp de funcţionare, scoţînd în evidenţă urmele prelucrării precedente. În acelaşi timp, vîrfurile microasperităţilor desprinse în urma tocirii pot intra în lubrifiant producînd un efect abraziv în lagăr.

Ca urmare, şi în acest caz uzura axului este mare şi prin tocirea microasperităţilor se poate produce griparea axului prin străpungerea filmului de lubrifiant, ca şi prin efectul de abraziv al aşchiilor provenite de la tocirea microasperităţilor.

Se poate conchide că lustruirea este o îmbunătăţire aparentă a calităţii suprafeţei.

Din punct de vedere economic, prelucrarea prin lustruire este neavantajoasă datorită duratei mari a operaţiei şi efortului necesar relativ mare.

Ca urmare a acestor inconveniente s-a trecut la studierea posibilităţilor de înlocuire a lustruirii cu superfinisarea prin vibronetezire, lucrarea de faţă avînd drept scop stabilirea parametrilor optimi de lucru la prelucrarea prin vibronetezire a suprafeţei de ghidare în lagăr.

Sub aspect calitativ, prelucrarea prin vibronetezire înlătură atît fenomenul apariţiei ondulaţiilor, ca urmare a presiunii constante exercitate de bara abrazivă pe piesa de prelucrat, cît şi îndoirea asperităţilor care, în acest caz, sînt prelucrate. În figura 12 se observă aspectul suprafeţei prelucrate la piesa 1, la care asperităţile rămase de la prelucrarea precedentă au fost aşchiate obţinîndu-se o suprafaţă bună de contact.

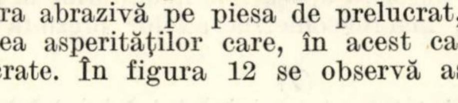


Fig. 12

Ca urmare a contactului pe o suprafaţă mare între ax şi lagăr, presiunile sînt mici, iar filmul de lichid nu se străpunge, asigurîndu-se o frecare lichidă în lagăr. De asemenea, se exclude posibilitatea pătrunderii aşchiilor provenite prin tocirea microasperităţilor.

Urmele rămase de la prelucrarea anterioară contribuie la formarea filmului de lubrifiant, ele constituind mici rezervoare de ulei.

Şi din punct de vedere economic, metoda vibronetezirii prezintă o serie de avantaje, durata prelucrării — pornindu-se de la o suprafaţă rectificată în clasa 8—9 rugozitate — fiind de 1—1,5 min pentru prelucrarea unei porţiuni egale cu lungimea barei abrazive. De asemenea, metoda se pretează la o uşoară mecanizare sau automatizare.

Studiul prelucrării de vibronetezire a fost împărţit în mai multe etape.

În prima etapă s-au studiat şi experimentat parametrii generali şi aparatura adecvată de lucru.

În cadrul acestei etape s-au încercat diverse bare abrazive de granulaţie şi duritate diferită, s-au încercat diferite amestecuri de lichide de răcire-ungere şi s-au studiat diferite capete de superfinisare. La prelucrarea axelor rotoarelor cu diametrele de 17,5 mm, respectiv de 65 şi 70 mm, s-a utilizat un cap de lucru cu o singură bară, respectiv cu două bare abrazive (fig. 9).

Pentru prelucrarea axei rotorului turbosuflantei TS1 cu diametrul de 17,5 mm şi lungimea de 72 mm, s-a utilizat o bară abrazivă cu o lungime de 50 mm, iar pentru a acoperi întreaga lungime s-a dat şi un avans longitudinal, durata de lucru fiind de circa 2,5 min pe întreaga lungime a axului. Prelucrarea se poate face fără avans longitudinal folosindu-se mai multe bare abrazive care să acopere întreaga lungime a axului de prelucrat.

Pentru turbosuflanta TS4 s-au folosit bare abrazive de lungime egală cu lungimea de prelucrat, minus mărimea amplitudinii.

În final, s-au stabilit următoarele condiţii pentru obţinerea unor rezultate cît mai bune :

— bara abrazivă trebuie să fie de granulaţie cuprinsă între 600 şi 800, după sistemul Norton, de duritate mică sau mijlocie ;

— ca lichid de răcire-ungere trebuie folosit un amestec de ulei de turbină şi petrol în proporţie de 60 % ;

— prinderea barei abrazive trebuie să se facă într-un cap de lucru rigid, fără jocuri în articulaţii care ar putea produce vibraţii.

În etapa a doua s-au studiat parametrii de lucru. În acest scop s-a utilizat capul de lucru reprezentat alături de piesă în figura 13 pentru TS1, iar în figura 14 pentru TS4 (*1* — piesa, *2* — capul de superfinisat).

Încercările au fost efectuate pe un strung Victoria, iar schema aparaturii utilizate se vede în figura 15.

Aparatura folosită la prelucrare se compune din : *1* — robinetul de pornire-oprire a instalaţiei ; *2* — filtru de aer ; *3* — ungător de aer ; *4*, *6* — stabilizatoare de presiune ; *5*, *7* — manometre ; *8* — distribuitor ; *9* — vibrator pneumatic ; *10* — dispozitiv de apăsare cu membrană ; *11* — dispozitiv de prindere a barei abrazive (fig. 13).

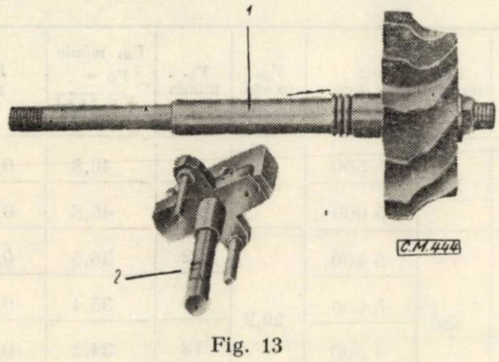


Fig. 13

Principiul de funcţionare a aparaturii este următorul :

Aerul comprimat de la reţea trece prin robinetul *1*, grupul de filtrare *2*, de ungere *3*, prin regulatorul de presiune *4*, cu manometrul *5*, la dispozitivul distribuitor rotativ *8*, cu o turaţie continuu variabilă între 1 000 şi 5 500 rot/min. realizată cu ajutorul unei turbine de aer comprimat.

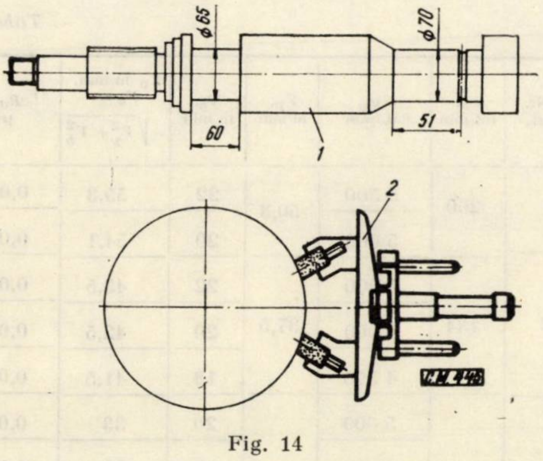


Fig. 14

De la distribuitorul rotativ, aerul comprimat intră în vibratorul pneumatic *9*, imprimîndu-i o mişcare alternativă cu o frecvenţă de 1 000—5 500 curse duble/min. De axul vibratorului este prins capul de lucru *11* cu bara abrazivă. Apăsarea barei abrazive pe piesa *12* se realizează prin intermediul dispozitivului cu membrană *10*, acţionat de aerul comprimat, a cărui presiune se poate regla cu regulatorul *6* prevăzut cu manometrul *7*.

Piesa de prelucrat *12* se prinde între vîrfurile strungului pe care s-au făcut încercările şi este antrenată prin cutia de viteză.

Reglarea parametrilor de lucru s-a făcut în felul următor :

— s-au stabilit diferite viteze periferice ale piesei şi în funcţie de diametrul prelucrat s-au determinat turaţiile corespunzătoare ;

— s-au calculat vitezele descrise de bara abrazivă pentru a asigura unghiul optim, sau cît mai aproape de cel optim, de intersecţie a urmelor lăsate de granule şi s-au determinat valorile amplitudinilor şi ale frecvenţelor de lucru ; amplitudinea a fost reglată prin limitatorul de cursă al vibratorului şi prin cantitatea de aer care trece prin stabilizatorul *4*, iar frecvenţa de lucru a fost reglată prin variaţia turaţiei distribuitorului rotativ 8 ;

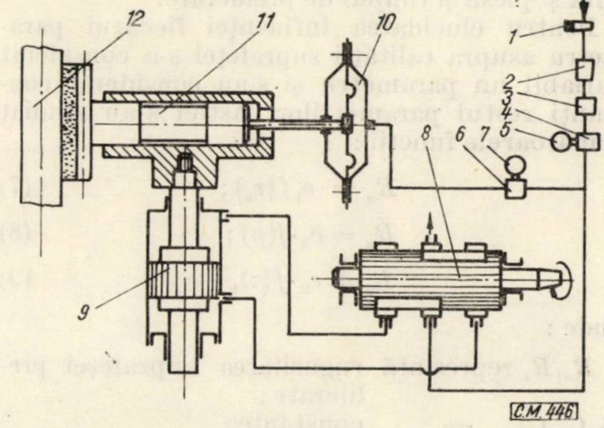


Fig. 15

— s-au calculat forţele de apăsare, respectiv presiunile pe membrană funcţie de presiunile de lucru între bara abrazivă şi piesă ; aceste presiuni au fost reglate cu ajutorul stabilizatorului de presiune *6*.

În figura 16 este reprezentată aparatura de superfinisat montată pe o placă de bază, fixată în locul turelei strungului.

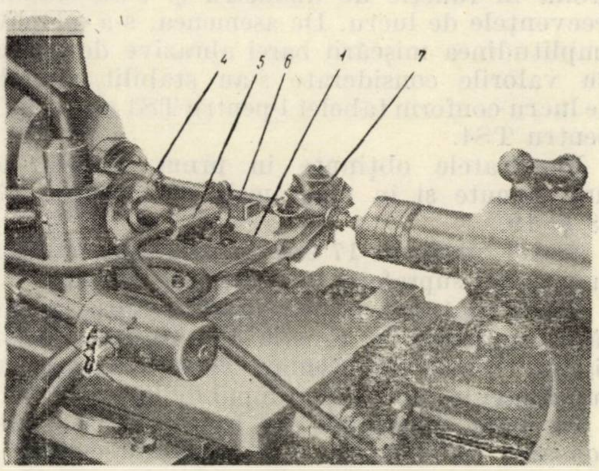


Fig. 16

În această figură se poate vedea placa de bază *1*, distribuitorul rotativ *2*, cu turbina de antrenare *3*, vibratorul *4*, capul de lucru cu sistemul de apăsare *5*, dispozitivul de prindere a barei abrazive *6* şi piesa de prelucrat *7* prinsă între vîrfurile strungului.

Pentru circulaţia lichidului de răcire-ungere s-a folosit instalaţia strungului.

Pe strungul echipat cu aparatura menţionată s-au studiat parametrii principali care influenţează calitatea suprafeţei după cum rezultă din relaţia (5).

Avînd în vedere că numărul parametrilor care influenţează calitatea şi productivitatea prelucrării este mare şi că unii din parametri pot fi adoptaţi conform indicaţiilor din literatură şi încercărilor preliminare efectuate, s-a studiat numai influenţa a trei parametri, şi anume: viteza de aşchiere, presiunea de contact dintre bară şi piesă şi timpul de prelucrare.

Pentru elucidarea influenţei fiecărui parametru asupra calităţii suprafeţei s-a considerat variabil un parametru şi s-au considerat constanţi restul parametrilor. Astfel s-au studiat următoarele funcţii:

$$R_a = c_1 f(v_a)\,; \tag{7}$$

$$R_a = c_2 \cdot f(p)\,; \tag{8}$$

$$R_z = c_3 \cdot f(\tau), \tag{9}$$

unde:

R_a, R_z reprezintă rugozitatea suprafeţei prelucrate;
C_1, C_2, C_3 — constante;
v_a — viteza de aşchiere conform relaţiei (1);
p — presiunea dintre bara abrazivă şi piesa de prelucrat;
τ — timpul de lucru.

Viteza piesei şi a barei abrazive a fost stabilită în aşa fel ca urmele granulelor abrazive să se intersecteze sub un unghi de 90° — 30°.

În acest scop s-a ales o gamă de turaţii acceptabilă în funcţie de diametru şi s-au stabilit frecvenţele de lucru. De asemenea, s-a adoptat amplitudinea mişcării barei abrazive de 2 mm. Cu valorile considerate s-au stabilit vitezele de lucru conform tabelei 1 pentru TS1 şi tabelei 2 pentru TS4.

Rezultatele obţinute în urma cercetărilor sînt trecute şi în diagramele din figurile 17, 18 şi 19.

Astfel, în figura 17 este reprezentată variaţia rugozităţii suprafeţei în funcţie de viteză.

În figura 18 este reprezentată variaţia rugozităţii suprafeţei în funcţie de presiune, iar în figura 19 este reprezentată variaţia rugozităţii suprafeţei în funcţie de timpul de lucru.

Pe baza diagramei din figura 17 se poate constata că obţinerea unei anumite calităţi a suprafeţei la un anumit timp de prelucrare şi la o anumită presiune este condiţionată de viteza de aşchiere, adică cu cît viteza este mai mare cu atît calitatea suprafeţei este mai bună.

Vitezele de prelucrare la valori mari sînt limitate de posibilităţile de obţinere a vibra-

Tabela 1

Nr. crt.	n_p, rot/min	n_b, c.d./min	V_p, m/min	V_b, m/min	V_a, m/min $V_a = \sqrt{V_p^2 + f_b^2}$	R_a, µm
1	750	5 500	41,3	22	46,8	0,006
		5 000		20	45,8	0,007
2	530	5 500	29,2	22	36,5	0,014
		5 000		20	35,4	0,015
		4 500		18	34,2	0,017
		4 000		16	33,4	0,018
3	375	5 000	20,6	20	28,8	0,031
		4 500		18	27,4	0,036
		4 000		16	26	0,04
		3 500		14	25	0,06
4	260	4 500	14,3	18	23	0,08
		4 000		16	21,4	0,12
		3 500		14	20	0,14
		3 000		12	18,5	0,16

Tabela 2

Nr. crt.	n_p, rot/min	n_b, c.d./min	V_p, m/min	V_b, m/min	V_a m/min, $V_a = \sqrt{V_p^2 + V_b^2}$	R_a, µm
1	260	5 500	50,3	22	55,3	0,004
		5 000		20	54,1	0,004
2	184	5 500	37,5	22	43,5	0,008
		5 000		20	42,5	0,009
		4 500		18	41,5	0,010
3	130	5 000	26,5	20	33	0,019
		4 500		18	32	0,021
		4 000		16	31	0,024
		3 500		14	30	0,026
4	93	4 500	19	18	26,2	0,042
		4 000		16	25,2	0,056
		3 500		14	23,5	0,08
		3 000		12	22,4	0,10
		2 500		10	21,2	0,12

ţiilor cu frecvenţă ridicată, în vederea menţinerii unghiului de intersecţie a urmelor în domeniul indicat. Vitezele optime de prelucrare, ţinînd seamă şi de rigiditatea instalaţiei, sînt de 40—50 m/min.

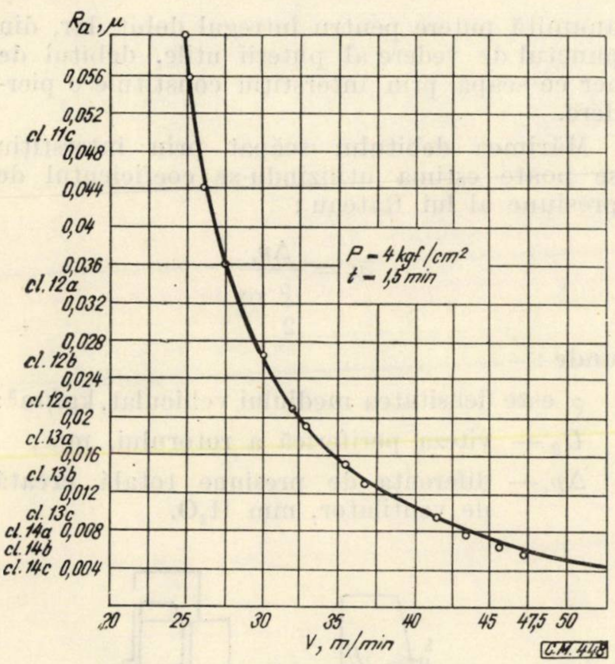


Fig. 17

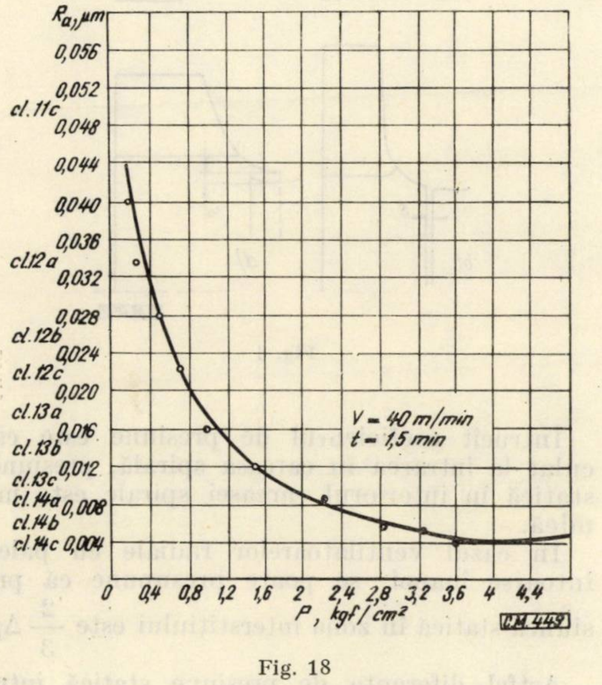


Fig. 18

Din diagrama reprezentată în figura 18 se poate observa că presiunea influenţează mult asupra calităţii suprafeţei, obţinîndu-se, ca presiuni optime de lucru în cazul de faţă, 3,6—4,4 kgf/cm².

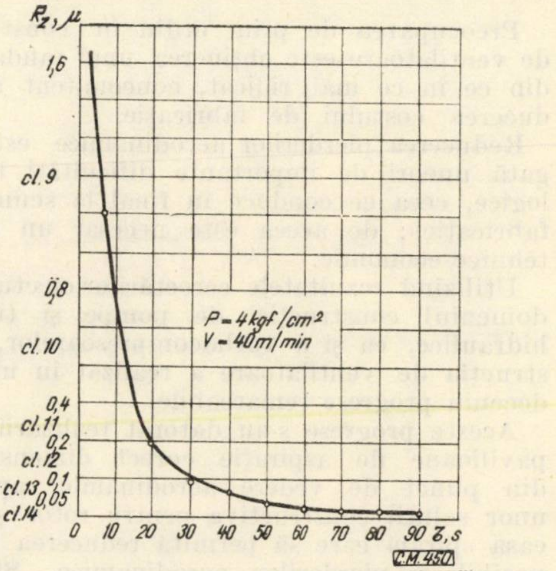


Fig. 19

Din diagrama reprezentată în figura 19 rezultă caracterul prelucrării prin vibronetezire. Se observă că prelucrarea este mai intensă la începutul intervalului, iar spre sfîrşit procesul de aşchiere scade în intensitate.

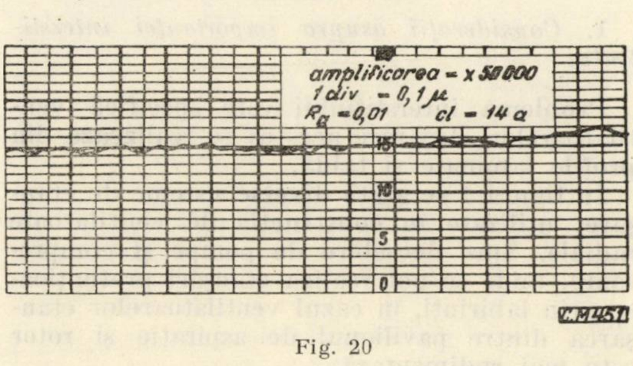


Fig. 20

Pentru exemplificare se dă profilograma suprafeţei obţinută la prelucrarea prin vibronetezirea axului rotorului turbosuflantei TS4 (fig. 20). S-a lucrat cu următorii parametri: turaţia piesei $n_p = 184$ rot/min; frecvenţa barei abrazive $n_b = 4\,500$ c.d./min; presiunea dintre bara abrazivă şi piesă $p = 4$ kgf/cm²; timpul de lucru $\tau = 1{,}5$ min. Clasa de netezime a suprafeţei obţinute în aceste condiţii este 14 a cu $R_a = 0{,}01$ μm.

CZ 621.63.001.24

Asupra etanşării dintre pavilionul de aspirator şi rotorul ventilatoarelor radiale

Ing. Petre TERZI – I.C.M-A. Bucureşti

Preocuparea de prim ordin în construcţia de ventilatoare este obţinerea unui randament din ce în ce mai ridicat, concomitent cu reducerea costului de fabricaţie.

Reducerea pierderilor aerodinamice este legată uneori de importante dificultăţi tehnologice, ceea ce conduce în final la scumpirea fabricaţiei; de aceea este necesar un calcul tehnico-economic.

Utilizînd rezultatele cercetărilor efectuate în domeniul construcţiei de pompe şi turbine hidraulice, ca şi a turbocompresoarelor, construcţia de ventilatoare a realizat în ultimul deceniu progrese remarcabile.

Aceste progrese s-au datorat realizării unor pavilioane de aspiraţie corect dimensionate din punct de vedere aerodinamic, aplicării unor soluţii constructive pentru rotor şi carcasa spirală care să permită reducerea pe cît posibil a pierderilor aerodinamice. Sînt şi cazuri cînd unele detalii constructive considerate în general de mică importanţă şi realizate neglijent provoacă pierderi suplimentare. Un exemplu îl constituie în acest sens interstiţiul dintre pavilionul de aspiraţie şi rotorul ventilatorului.

1. *Consideraţii asupra importanţei interstiţiului*

Problema interstiţiului este specifică ventilatoarelor, deoarece acestea se realizează din profile laminate şi tablă.

În figura 1 se arată diverse sisteme de etanşare, utilizate în construcţia de ventilatoare radiale. Spre deosebire de pompe şi compresoare, unde se pot realiza etanşări pretenţioase prin labirinţi, în cazul ventilatoarelor etanşarea dintre pavilionul de aspiraţie şi rotor este mai rudimentară.

Un interstiţiu mic este în general realizabil, dar aceasta duce la mărimea preţului de fabricaţie; un interstiţiu mare, realizat fără exigenţe deosebite în procesul tehnologic, are consecinţe negative asupra performanţelor ventilatorului. Aceste două considerente duc la ideea că problema are un optim, care îmbină un interstiţiu nu prea exagerat şi un cost de fabricaţie moderat.

2. *Metode de calcul ale efectului interstiţiului*

Debitul de aer care se scurge prin interstiţiu curge şi prin rotor, dar nu este refulat de ventilator, aşa încît ventilatorul consumă o anumită putere pentru întregul debit dar, din punctul de vedere al puterii utile, debitul de aer ce scapă prin interstiţiu constituie o pierdere.

Mărimea debitului scăpat prin interstiţiu se poate estima utilizîndu-se coeficientul de presiune al lui Rateau:

$$\mu = \frac{\Delta p_t}{\frac{\rho}{2} U_2^2},$$

unde:

ρ este densitatea mediului vehiculat, kgf/m^3:

U_2 — viteza periferică a rotorului, m/s;

Δp_t — diferenţa de presiune totală creată de ventilator, mm H_2O.

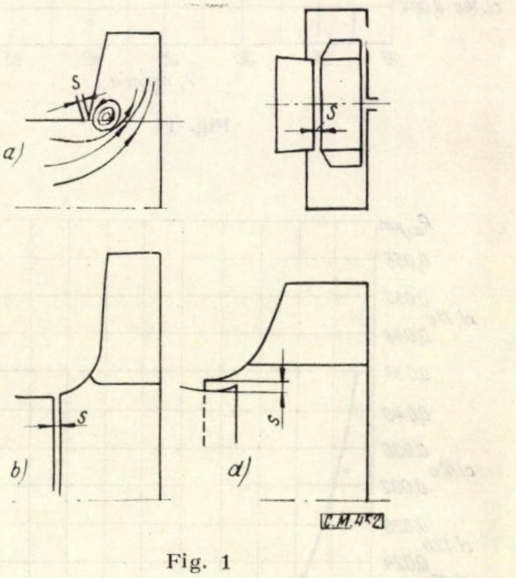


Fig. 1

Întrucît coeficientul de presiune este calculat la intrarea în carcasa spirală, presiunea statică în interiorul carcasei spirale este mai mică.

În cazul ventilatoarelor radiale cu palete întoarse înapoi, se poate presupune că presiunea statică în zona interstiţiului este $\frac{2}{3}\Delta p_t$.

Astfel, diferenţa de presiune statică introdusă în calculul debitului scăpat prin interstiţiu va fi:

$$\Delta p = \frac{2}{3}\Delta p_t = \frac{2}{3}\mu\frac{\rho}{2}U_2^2. \qquad (1)$$

În funcţie de viteza absolută v de trecere a aerului prin interstiţiu, aceeaşi diferenţă de presiune statică se scrie :

$$\Delta p \sim \frac{\rho}{2} v^2. \tag{2}$$

Din (1) şi (2) rezultă :

$$v = U_2 \sqrt{\frac{2}{3}\mu}\,. \tag{3}$$

Deoarece este vorba de o secţiune cu muchii ascuţite, trebuie introdus coeficientul ε de contracţie a jetului.

Atunci notînd cu A secţiunea brută a interstiţiului dintre pavilionul de aspiraţie şi rotor (fig. 1), debitul scăpat prin interstiţiu se poate calcula cu relaţia :

$$\dot{V}_s = A \varepsilon v = \pi d_1 s \varepsilon U_2 \sqrt{\frac{2}{3}\mu}, \tag{4}$$

unde d_1 este diametrul de intrare al rotorului.

Scriind raportul dintre debitul de aer ce scapă prin interstiţiu către debitul ventilatorului $\dot{V}$, rezultă :

$$\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}} = \frac{\pi d_1 s \varepsilon U_2 \sqrt{\frac{2}{3}\mu}}{\dot{V}}. \tag{5}$$

Folosind expresia coeficientului de debit — introdus de Rateau :

$$\delta = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi d_2^2}{4} U_2}, \tag{6}$$

unde d_2 este diametrul exterior al rotorului, rezultă că relaţia (5) se poate scrie şi sub forma :

$$\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}} = \frac{4\,\pi\, d_1\, s\, \varepsilon\, U_2 \sqrt{\frac{2}{3}\mu}}{\pi\, d_2^2\, U_2\, \delta}. \tag{7}$$

Notînd cu $\overline{s} = \frac{s}{d_2}$, rezultă :

$$\frac{V_s}{V} = \frac{d_1}{d_2}\, \overline{s}\, 4\, \varepsilon \sqrt{\frac{2}{3}}\, \frac{\sqrt{\mu}}{\delta}. \tag{8}$$

Folosind expresia coeficientului de rapiditate adimensională definit de D. Taşcă [3] :

$$\nu_s = \frac{1}{\sqrt{\mu}} \sqrt{\frac{\delta}{\sqrt{\mu}}}, \tag{9}$$

relaţia (8) se poate scrie sub forma :

$$\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}} = \frac{d_1}{d_2}\, \overline{s}\, 4\, \varepsilon \sqrt{\frac{2}{3}\, \frac{1}{\mu \nu_s^2}}\,. \tag{10}$$

Randamentul volumic al rotorului are expresia :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}}} = \frac{1}{1 + 4\, \overline{s}\, \varepsilon \sqrt{\frac{2}{3}\, \frac{1}{\mu}\, \frac{1}{\nu_s^2}\, \frac{d_1}{d_2}}}\,. \tag{11}$$

Condiţia obţinerii unui randament volumic ridicat este realizarea unui interstiţiu redus, a unui raport mic al diametrelor, unui coeficient mare de presiune şi o rapiditate ν_s mare.

Realizarea simultană a tuturor acestor condiţii nu este însă posibilă. Ventilatoarele cu rapiditate ν_s mare nu pot avea raportul diametrelor d_1/d_2 mic. La fel, ventilatoarele cu pale îndoite înapoi realizează randamente aerodinamice mari, dar au coeficientul de presiune μ mic.

3. *Consideraţii asupra geometriei etanşării dintre pavilionul de aspiraţie şi rotor*

Cercetări experimentale asupra influenţei interstiţiului asupra parametrilor funcţionali ai ventilatoarelor radiale au arătat că, pe lîngă influenţa asupra randamentului volumic, debitul scăpat prin interstiţiu are influenţă şi asupra randamentului aerodinamic prin perturbarea spectrului hidrodinamic de curgere în zona de intrare a rotorului radial (fig. 1, *a*).

Experimentările efectuate de H. Petermann [2] pe un ventilator radial, la care etanşarea dintre pavilionul de aspiraţii şi rotor a fost realizată conform figurii 2, au arătat că presiunea totală scade cu circa 20—22% dacă interstiţiul este de 3,8 mm (pentru ventilatoare este o valoare uzuală), iar randamentul se reduce cu circa 10%. Dacă se realizează o etanşare ca în figura 4, acelaşi autor a arătat că mărirea interstiţiului nu reduce decît foarte puţin parametrii funcţionali ai ventilatorului (fig. 5). În ambele cazuri, interstiţiul maxim a rămas neschimbat, dar efectele asupra caracteristicilor ventilatorului au fost foarte diferite. Aceasta se datoreşte faptului că etanşarea realizată cu o geometrie convenabilă din punct de vedere aerodinamic face ca fluxul care trece prin interstiţiu să se autostranguleze, da-

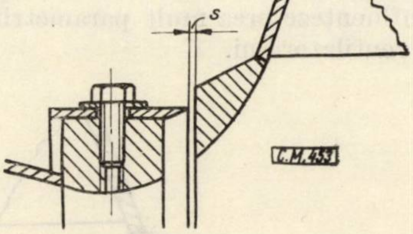


Fig. 2

torită atingerii unei viteze critice pe fața internă a discului de acoperire. Prin aceasta scăpările prin interstițiu stimulează în mod pozitiv stratul limită.

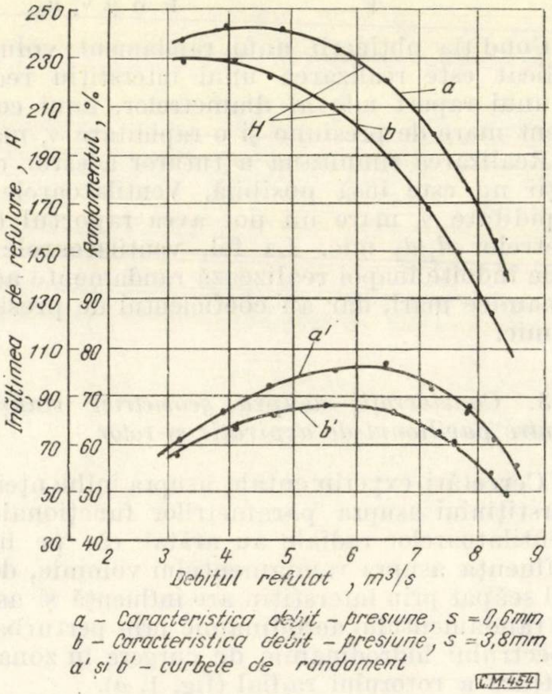


Fig. 3

Cele de mai sus demonstrează că geometria etanșării și forma discului acoperitor sînt elemente determinante ale unei soluții convenabile, în care realizarea unor interstiții uzuale să nu influențeze prea mult parametrii funcționali ai ventilatorului.

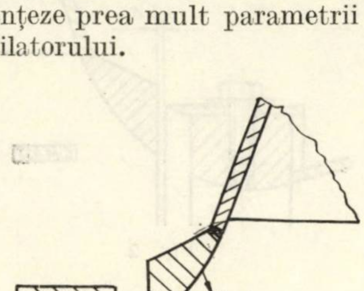


Fig. 4

Soluția problemei este găsirea unor forme convenabile din punct de vedere aerodinamic.

O posibilitate de rezolvare a acestei probleme o oferă teoria mișcărilor potențiale axial simetrice în jurul carenelor deschise [4], [5]. Se consideră mișcarea în jurul unei carene deschise, reprezentată în figura 6, căreia îi corespunde o funcție de curent de forma:

$$\psi_1 = Bzr^2 - \frac{\dot{V}_l}{4\,\pi}\left(\frac{R' - R}{l} + 1\right), \qquad (12)$$

unde:

B este parametrul corespunzător curentului general;

R, R' — modulele bipolare ale unui punct curent;

$\dot{V}_l$ — debitul sursei liniforme de pe semiaxa negativă de simetrie;

l — lungimea sursei liniforme,

căreia i se suprapune mișcarea datorită unei surse inelare uniform distribuite, conform

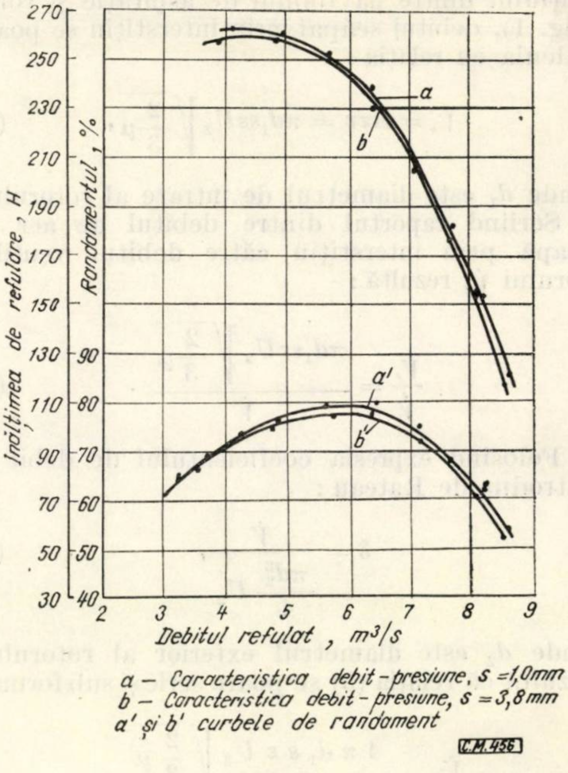


Fig. 5

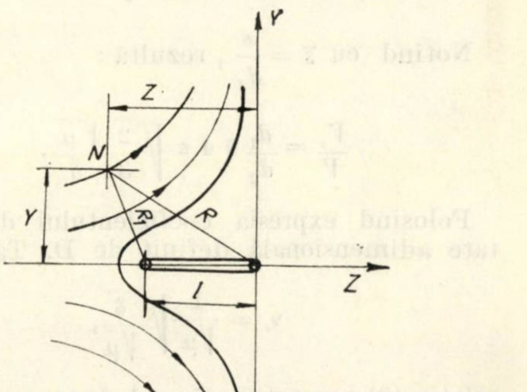


Fig. 6

figurii 7, şi căreia îi corespunde o funcţie de curent de forma :

$$\psi_2 = \frac{q}{2\,\pi}\,(R_q'' - R_q')\,, \qquad (13)$$

unde q este debitul specific al sursei inelare uniform distribuit.

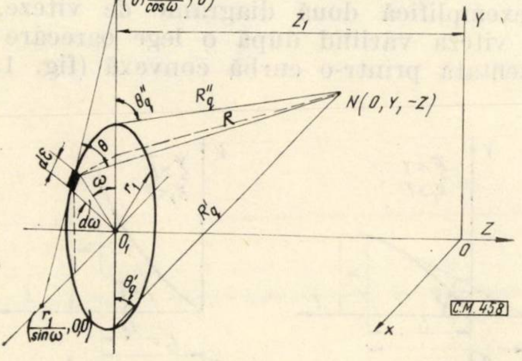


Fig. 7

Se obţine astfel o mişcare care corespunde mişcării în plan meridian dintr-un rotor radial, cu luarea în considerare a influenţei interstiţiului dintre pavilionul de aspiraţie şi rotor, conform figurii 8, şi căreia îi corespunde funcţia de curent :

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 = Bzr^2 - \frac{\dot{V}_l}{4\pi}\left(\frac{R' - R}{l} + 1\right) +$$

$$+ \frac{q}{2\pi}\,(R_q'' - R_q'). \qquad (14)$$

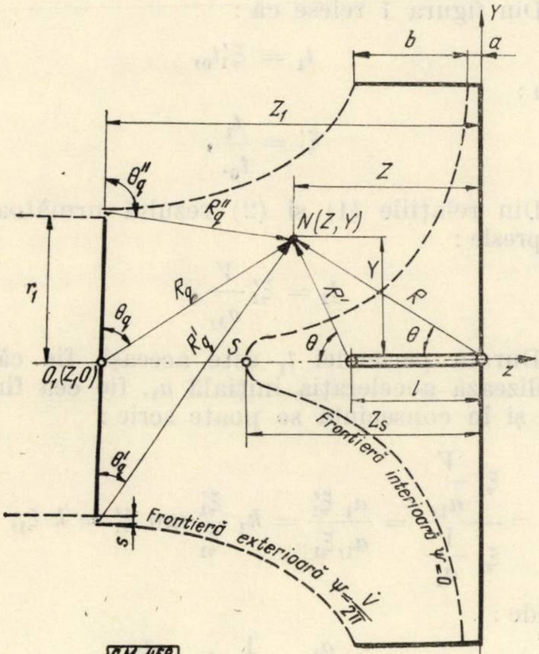


Fig. 8

În lucrarea [5] se studiază cazul cînd se ia în considerare şi efectul turbionar al interstiţiului, acesta asimilîndu-se cu un vîrtej inelar, căruia îi corespunde funcţia de curent de forma :

$$\psi_3 = \frac{\Gamma}{4}\,\frac{r_1^2\,r^2}{[z_1 - z)^2 + r^2]^{3/2}}\,. \qquad (15)$$

În acest caz, funcţia de curent a mişcării compuse devine :

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3 = Bzr^2 - \frac{\dot{V}_l}{4\pi}\left(\frac{R' - R}{l} + 1\right) + \frac{q}{2\pi}(R_q'' - R_q') + \frac{\Gamma}{4}\,\frac{r_1^2\,r^2}{[(z_1 - z)^2 + r^2]^{3/2}}\,. \qquad (16)$$

Atribuind lui ψ din (16) diferite valori constante, rezultă ecuaţia familiei liniilor de curent ale spectrului hidrodinamic din rotor.

Alegerea convenabilă a parametrilor B, $\dot{V}_l$, l, q, Γ şi z_1, conform figurii 8, permite calcularea analitică a frontierei exterioare $\psi = \frac{\dot{V}}{2\pi}$ a rotorului în plan meridian. În acest fel, prin intermediul parametrului Γ, se ia în considerare efectul interstiţiului s dintre pavilionul de aspiraţie şi rotor.

Această problemă prezintă o importanţă practică deosebită, pentru că o etanşare dintre pavilionul de aspiraţie şi rotorul ventilatoarelor radiale corect dimensionată nu afectează în mod sensibil performanţele ventilatorului şi reduce costurile de fabricaţie, eliminînd necesitatea realizării unor interstiţii mici, care se obţin cu cheltuieli de fabricaţie suplimentare.

Tratarea matematică a problemei a devenit relativ simplă, folosindu-se metoda intersecţiilor [4]; astfel s-au obţinut rezultate parţiale promiţătoare, care se vor publica într-o lucrare ulterioară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eck, B.* Ventilatoren

[2] *Peterman, H.* Der sekundäreinfluss der Spaltverlustes und Verdichtern mit Deckscheibe. În : VDI Zeitschrift, nr. 11, 1959.

[3] *Taşcă, D.* Contribuţii la studiul similitudinii turbomaşinilor. În : Bul. I.P.B., tom XIX fasc. 3—4, 1957.

[4] *Taşcă, D.* Mişcări potenţiale axial simetrice în jurul carenelor deschise şi aplicaţiile lor la studiul turbomaşinilor. Teză de doctorat. Inst. polit. Bucureşti, 1968.

[5] *Taşcă, D., Terzi, P.* Mişcări potenţiale axial-simetrice corespunzătoare turbomaşinilor radiale de lucru considerînd şi interacţiunea cu o sursă inelară uniformă. Comunicare prezentată la sesiunea ştiinţifică jubiliară, Inst. polit. Bucureşti, 1—3 noiembrie 1968.

CZ 621.876.01 - 83

Studiu privind diagrama optimă de viteze a ascensoarelor electrice

Dr. Ing. Petre Constantin ŢEPELUŞ – Institutul de petrol, gaze şi geologie Bucureşti

În prezent, o largă întrebuinţare în S.U.A., U.R.S.S. şi în alte ţări, în clădiri şi în puţurile miniere, o au ascensoarele multicablu superioare celor monocablu din punct de vedere tehnic şi economic [11]. Din punctul de vedere al fenomenelor fizice care au loc la ascensoarele folosite în clădiri şi în puţurile miniere, aceste instalaţii nu se deosebesc. Ca urmare, problemele abordate în lucrare vor fi tratate unitar pentru ambele variante de instalaţii.

Exploatarea noului tip de ascensor, mai sensibil la variaţiile bruşte ale acceleraţiei, a impulsionat reluarea problemei privind ameliorarea dinamicii ascensoarelor, ameliorare posibil de realizat şi prin adoptarea unei noi diagrame-program de viteze. În acţionarea ascensoarelor, în prezent [2], [7], [11], [12], se constată tendinţa utilizării sistemelor excitron-motor de curent continuu (RMC—M) şi, îndeosebi, a sistemului tiristor-motor de curent continuu (T—M), întrucît ele prezintă o eficienţă economică [7], [11] şi performanţe tehnice superioare în comparaţie cu motorul asincron şi sistemul generator-motor (G-M). Utilizarea traductoarelor (inductive sau electronice) de autonivelare, care acţionează în circuitul de comandă al acestor sisteme de acţionare, a permis efectuarea opririi şi menţinerii cabinei la nivelul de transport dat, în limitele necesare de precizie, fără a mai fi nevoie de micromotorul şi reductorul suplimentar de autonivelare, necesare în cazul folosirii motorului asincron [2], [5].

O propunere suficient de documentată şi unanim acceptată de specialişti privind noua diagramă de viteze care ar urma să se întrebuinţeze la ascensoare nu a fost încă prezentată în literatura de specialitate. În lucrarea de faţă se prezintă rezultatul cercetărilor referitoare la folosirea în viitor a unei noi diagrame-program de viteze la ascensoarele electrice sau la instalaţiile similare lor.

Coeficienţii cinetici ai diagramelor de viteze. Important în alegerea tipului adecvat de diagrame de viteze este obţinerea de valori optime pentru parametrii săi: viteza maximă V, acceleraţia maximă a, timpul din perioadele tranzitorii t şi durata unei curse T, în comparaţie cu acelea care au loc la alte diagrame de viteze. O examinare mai atentă a formulelor de calcul care stabilesc relaţiile de bază între parametrii t, V, a şi drumul parcurs h ai diferitelor diagrame de viteze cu diferite legi de mişcare în perioadele tranzitorii, arată că aceste relaţii se deosebesc numai prin valoarea unor coeficienţi cinetici care au o expresie de calcul şi o valoare bine determinată pentru o lege de mişcare dată. În acest sens, se exemplifică două diagrame de viteze, la una viteza variind după o lege oarecare reprezentată printr-o curbă convexă (fig. 1, *a*) şi la cealaltă printr-o curbă concavă (fig. 1, *b*). Timpul t_0 în cazul mişcării uniform accelerate cu acceleraţia finală a_{1f} se poate calcula după formula:

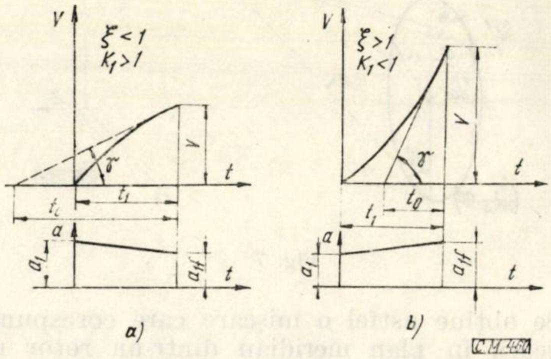


Fig. 1

$$t_0 = \frac{V}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{V}{a_{1f}},\ s. \qquad (1)$$

Din figura 1 reiese că:

$$t_1 = \xi_1' t_0,$$

sau:

$$\xi_1' = \frac{t_1}{t_0}. \qquad (2)$$

Din relaţiile (1) şi (2) rezultă următoarea expresie:

$$t_1 = \xi_1' \frac{V}{a_{1f}}. \qquad (3)$$

Durata perioadei t_1 este aceeaşi, fie că se utilizează acceleraţia iniţială a_1, fie cea finală a_{1f} şi în consecinţă se poate scrie:

$$\frac{t_1}{t_1} = \frac{\xi_1' \dfrac{V}{a_{1f}}}{\xi_1 \dfrac{V}{a_1}} = \frac{a_1\,\xi_1'}{a_{1f}\,\xi_1} = k_1 \frac{\xi_1'}{\xi_1} \text{ sau } \xi_1' = k\,\xi_1, \qquad (4)$$

unde:

$$k_1 = \frac{a_1}{a_{1f}} = \frac{1}{k};\ \mathrm{k} = \frac{a_{1f}}{a_1}. \qquad (5)$$

Avînd în vedere expresiile (3), (4) şi (5), se obţin următoarele variante ale formulei generale de calcul al timpului t_1:

$$t_1 = \xi_1' \frac{V}{a_{1f}} = \xi_1 \frac{V}{a_1} = \frac{\xi_1'}{\tau} \frac{\alpha - 1}{\alpha} T = \tau_t \frac{\alpha - 1}{\alpha} T, s, \tag{6}$$

unde:

$\tau_3 = (1+\beta_t)(\xi_1 - \nu_1)$ este coeficientul de formă al diagramei de viteze cu trei perioade cu aceleaşi legi de mişcare în perioadele tranzitorii [11];

$\tau_2 = (1+\beta_t)\nu_1$ — coeficientul de formă pentru diagrame de viteze cu două perioade [11]; (7)

τ_t — coeficientul cinetic global de timp [11];

$\alpha = \dfrac{V}{\dfrac{H}{T}} \dfrac{V}{V_{med}}$ — factorul de viteză *; (8)

ξ_1' — un coeficient adimensional care depinde de legea de variaţie a vitezei şi se caracterizează prin raportul dintre valoarea timpului t_0, care ar fi avut loc în cazul mişcării uniform accelerate, şi timpul t_1 care este necesar în cazul legii de mişcare studiate, astfel ca în ambele cazuri viteza maximă V să atingă aceeaşi valoare.

Potrivit celor de mai sus şi din figura 1 rezultă că în cazul mişcării uniform accelerate $\xi_1' = \xi_1 = 1$, cînd viteza variază după o curbă convexă $\xi_1' < 1$ ($\xi_1 > 1$)* şi în cazul variaţiei ei după o curbă concavă $\xi_1' > 1$ ($\xi_1 < 1$)*. Concretizarea expresiei (5) se poate exemplifica prin deducerea formulelor pentru calculul coeficientului ξ_1' pentru legile de mişcare analizate. În cazul cînd se consideră o mişcare neuniformă cu variaţia liniară a acceleraţiei conform figurii 1, legile de variaţie ale acceleraţiei şi vitezei se pot exprima prin următoarele relaţii:

$$a = \frac{dv}{dt} = a_{1f} + \frac{a_{1f}(k_1 - 1)}{t_1} t = a_{1f} + \frac{a_1}{t_1}(1 + k)t; \tag{9}$$

$$v = \frac{dx}{dt} = V - \int_0^t \left[a_{1f} + \frac{a_{1f}(k_1 - 1)}{t_1} t \right] dt = V \left[a_{1f} t + \frac{a_{1f}(k_1 - 1)}{2t_1} t^2 \right]. \tag{10}$$

Considerînd, conform expresiei (10), că mişcarea are loc în sens invers, viteza va avea valoarea zero pentru momentul $t = t_1$ şi ca urmare se obţine relaţia:

$$V = \frac{1 + k_1}{2} a_{1f} t_1 = \frac{1 + k}{2} a_1 t_1 = a_{1f} \frac{1 + k}{2k} \cdot t_1 \tag{11}$$

Din expresia (11) reies următoarele variante ale formulei de calcul al duratei timpului t_1:

$$t_1 = \frac{2}{1 + k_1} \frac{V}{a_{1f}} = \frac{2}{1 + k} \frac{V}{a_1} = \frac{2k}{1 + k} \frac{V}{a_{1f}} = \xi_1' \frac{V}{a_{1f}} = \xi_1 \frac{V}{a_1} = \tau_t \frac{\alpha - 1}{\alpha} T, \tag{12}$$

în care:

$$\xi_1' = \frac{2}{1 + k} = \xi_1 k;\ \xi_1 = \frac{2}{1 + k} = \xi_1' k_1. \tag{13}$$

În mod analog se poate defini coeficientul cinetic pentru drumul parcurs în perioada t_1. Drumul parcurs în perioada t_1 se poate calcula după formula:

$$h_1 = \int_0^{t_1} v\, dt. \tag{14}$$

Legea de variaţie a vitezei pentru oricare mişcare studiată se poate reprezenta sub forma:

$$v = V f(t),\ m/s.$$

Avînd în vedere teorema mediei din calculul integral, expresia (14) se poate prezenta sub forma:

$$h_1 = \int_0^{t_1} v dt = V \int_0^T f(t)\, dt = V t_1 \nu_a. \tag{15}$$

Din expresia (18) rezultă că:

$$\nu_a = \frac{h_1}{V t_1}. \tag{16}$$

Introducînd în formula (15) valoarea lui t_1 din expresiile (6) şi (12) rezultă formula generală de calcul al drumului parcurs în timpul t_1:

---

* Factorul de viteză α a fost introdus la instalaţiile de extracţie miniere de prof. *V. G. Makarov* [1].

* Coeficienţii cinetici ξ_1 şi ν_1 au fost introduşi la instalaţiile de extracţie miniere de prof. dr. doc. *G. M. Elancik*, însă în funcţie de acceleraţia iniţială [1].

$$h_1 = \xi_1' \, \nu_a \frac{V^2}{a_{1f}} = \xi_1' k_1 \, \nu_a \frac{V^2}{a_1} = \nu_1' \frac{V^2}{a_{1f}} =$$

$$= \nu_1 \frac{V^2}{a_1} = \frac{\nu_1'}{\tau} (\alpha - 1) H = \tau_h (\alpha - 1) H, \quad (17)$$

unde:

H este drumul total parcurs;

ν_1' — arată cît din suprafaţa Vt_1, care ar fi avut loc în cazul mişcării uniforme cu viteza constantă V, reprezintă deplasarea liniară h_1 care are loc în cazul legii de variaţie a vitezei analizate. Valoarea lui ν_1', conform figurii 2, cînd mişcarea este uniform accelerată, este egală cu $\frac{1}{2}$; în cazul mişcării neuniforme accelerate, are valoarea $\nu_1' < \frac{1}{2} \left(\nu_1 > \frac{1}{2} \right)$, iar cînd mişcarea este neuniform încetinită este egală cu $\nu_1' < \frac{1}{2} \left(\nu_1 < \frac{1}{2} \right)$.

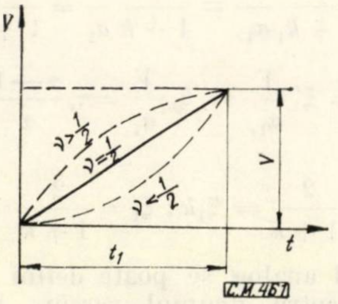


Fig. 2

Concretizarea formulei (17) pentru mişcările mai sus analizate se realizează prin dubla integrare a expresiei (9). În urma acestei operaţii rezultă următoarele variante ale formulei de calcul al drumului parcurs:

$$h_1 = \frac{2}{3} \frac{2k_1 + 1}{(1 + k_1)^2} \frac{V^2}{a_{1f}} = \nu_1' \frac{V^2}{a_{1f}} =$$

$$= \frac{2}{3} \frac{2 + k}{(1 + k)^2} \frac{V^2}{a_1} = \nu_1 \frac{V^2}{a_1} = \tau_h (\alpha - 1) H, \quad (18)$$

unde:

$$\nu_1' = \frac{2}{3} \frac{2k_1 + 1}{(1 + k_1)^2} = \frac{2k(2 + k)}{3(1 + k)^2} = k \nu_1. \quad (18a)$$

În perioadele tranzitorii viteza poate varia după o curbă de formă asemănătoare simbolului integralei (fig. 3). Pentru asemenea tip de diagramă de viteze, în literatura de specialitate nu s-au prezentat formule pentru calculul parametrilor respectivi. În conformitate cu formula (4) şi formulele (12), (18) şi (18a) reies următoarele expresii:

$$t_1 = \frac{t_{1a}}{1 - 2d_c} = t_{c1} + t_{1a} + t_{c1} =$$

$$\frac{2}{1 + k_1} \frac{V_c}{a_1} + \frac{V_s}{a_1} + \frac{2}{1 + k} \frac{V_c}{a_1}. \quad (19)$$

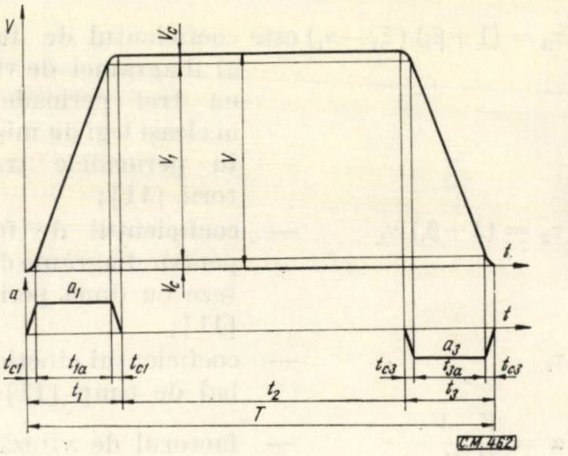


Fig. 3

Din figura 4, de asemenea, rezultă următoarele relaţii [11]:

$$t_{1a} = t_1 (1 - 2d_c) = \frac{1 - 2d_c}{1 - d_c} \frac{V}{a_1}; \quad t_{c1} = d_c t_1 =$$

$$= \frac{d_c}{1 - 2d_c} \frac{V_1}{a_1} = \frac{d_c}{1 - d_c} \frac{V}{a_1}; \quad (20)$$

$$V_c = \frac{a_1 t_{c1}}{2} = \frac{d_c}{2(1 - d_c)} V_1 = \frac{d_c}{2(1 - d_c)} V;$$

$$V_1 = V - 2V_c = \frac{1 - 2d_c}{1 - d_c} V. \quad (21)$$

Cînd $k_1 = k = 0$, ceea ce corespunde curbei vitezei necesare în practică, formula (19) va lua următoarea formă simplificată [11]:

$$t_1 = \frac{1}{1 - d_c} \frac{V}{a_1} = \xi_1 \frac{V}{a_1} = \frac{\xi_1'}{\tau} \frac{\alpha - 1}{\alpha} T =$$

$$= \tau_t \frac{\alpha - 1}{\alpha} T, \quad (22)$$

în care:

$$\xi_1 = \frac{1}{1 - d_c}. \quad (23)$$

Drumul parcurs în perioada t_1 (fig. 4), potrivit relaţiilor (15), (19), (20), (21), (22) şi (23), cînd $k_1 = k = 0$, se poate exprima prin formula:

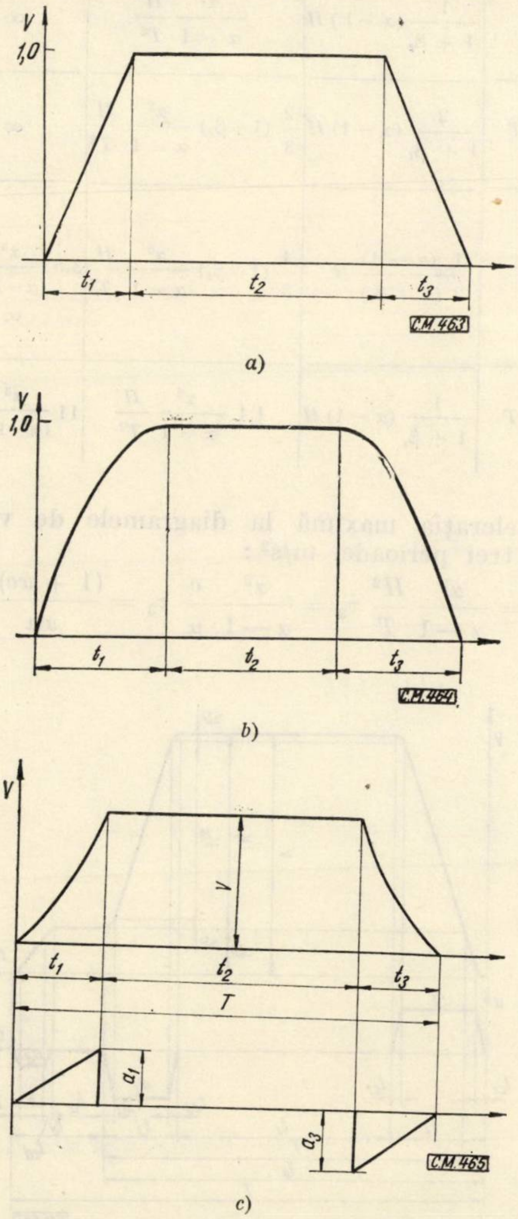
$$h_1 = h_{c1} + h_{1a} + (t_{1a} + t_{c1}) V_c + t_{c1} V_1 + h_{c1} =$$

$$= \nu_1 \frac{V^2}{a_1} = \frac{\nu_1}{\tau} (\alpha - 1) H = \tau_h (\alpha - 1) H, \quad (24)$$

unde :

$$\nu_1 = \frac{1}{2\,(1-d_c)}. \qquad (25)$$

Exemplificările de mai sus confirmă valabilitatea formulelor (6) și (18) în cazul utilizării accelerației finale, precum și faptul că coeficienții cinetici ξ_1', ν_1', τ_t și τ_h au expresii de calcul și valori precise pentru o lege de mișcare dată. Valorile coeficienților ξ_1' și ν_1' diferă de acelea ale lui ξ_1 și ν_1 numai prin valorile raportului k sau k_1 în funcție de accelerația inițială sau finală care se folosește în calcule, diferență care nu depinde de legea de mișcare dată. Formulele (12), (13), (18) și (18a) în funcție de k și k_1, atunci cînd valoarea lui k_1 este mai mică decît unitatea, sînt indicate cînd în calcule se folosește accelerația finală, iar cea inițială are valoarea zero sau aproape de zero. De asemenea, din aceste expresii rezultă că formulele pentru calculul lui ξ_1 și ν_1, în raport cu accelerația inițială și k, deduse prin metoda G.M. Elancik [1], pot fi întrebuințate cînd accelerația inițială este diferită de zero și nu are o valoare apropiată de zero (contrar $k \cong \infty$), fapt care indică limita de utilizare a acestor expresii. Coeficienții cinetici globali, spre deosebire de coeficienții ξ_i și ν_i, au aceleași valori indiferent de accelerația folosită în calcule, caracteristică ce simplifică și facilitează elaborarea formulelor de calcul ale parametrilor diagramelor de viteze din tabela 1.



a)

b)

c)

Fig. 4

Din relațiile de mai sus și cele prezentate în tabela 1 [11] reiese că valorile coeficienților cinetici și ale parametrilor t, h și a sînt mai mici la diagramele de viteze cu variația vitezei liniară sau de forma integralei decît la celelalte diagrame studiate, precum și la altele, care au fost analizate, cu variația vitezei după legea sinusului, a sinusului hiperbolic etc. Din punctul de vedere al șocului, indicată este diagrama de viteze cu variația vitezei de forma integralei.

Alegerea diagramei optime de viteze. Diagrama program de viteze este o mărime de intrare a sistemului de reglare automată al ascensorului și forma ei influențează dinamica instalației, alegerea și regimul de funcționare al sistemului de acționare. Dintre propunerile făcute de unii autori [1], [2], [5], [6], se menționează recomandarea privind utilizarea în viitor a diagramei de viteze cu variația vitezei după o curbă asemănătoare simbolului integralei și propunerea de includere a șocului în parametrii de bază ai cinematicii instalațiilor de extracție minieră [4], [7], [10]. Totuși, aceste cercetări sînt mai mult de ordin calitativ ca urmare a faptului că nu au fost elaborate formulele de calcul ale parametrilor diagramei de viteze cu variația vitezei de forma integralei și nu au fost precizate condițiile în care ei au valori optime.

Primul criteriu după care se pot clasifica diagramele de viteze constă în împărțirea lor după numărul de perioade. La ascensoare, de obicei, se utilizează diagramele de viteze cu trei perioade (fig. 4a și fig. 4b) (la instalațiile de extracție miniere cu schipuri), cu patru perioade (fig. 6) și, mai rar, cu două perioade (fig. 5). În acest scop sînt utile următoarele formule de calcul [11] în funcție de parametrii generali adimensionali ai ascensoarelor, factorul α și constanta c a regimului dinamic* [11] :

$$c = \mu\,\frac{H}{T^2} = \frac{V^2\,\mu}{\alpha^2\,H}; \qquad (26)$$

---

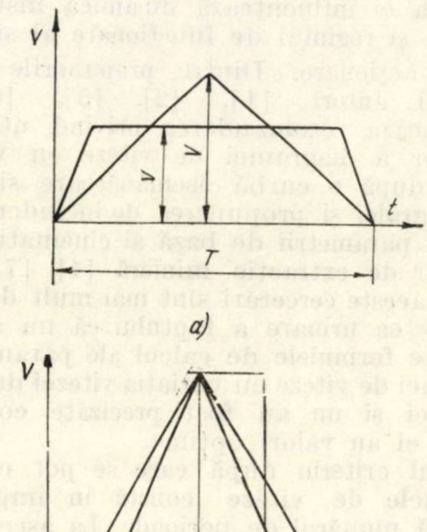
* Constanta c a fost introdusă de acad. *M. M. Fedorov* [3]; în lucrare se utilizează expresia dată de prof. dr. *G. M. Elancik* [1].

Tabela 1

Tipul diagramei de viteze	Valoarea coeficienţilor cinetici, $k_1 = k = 0$		$t_1 = \tau_t \frac{\alpha-1}{\alpha} T = \frac{t_3}{\beta_t}$, s	t_2, s	$h_1 = \frac{h_3}{\beta_t} = \tau_h (\alpha - 1) H$, m	Acceleraţia, m/s²	Şoc, m/s³
Cu variaţia liniară a vitezei (fig. 4a)	$\xi_1' = \xi_1 = 1$	$\nu_1' = \nu_1 = \frac{1}{2}$	$\frac{2}{1+\beta_t} \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\frac{2-\alpha}{\alpha} T$	$\frac{1}{1+\beta_t} (\alpha - 1) H$	$\frac{\alpha^2}{\alpha-1} \frac{H}{T^2}$	∞
Cu variaţia parabolică a vitezei (fig. 4 b)	$\xi_1 = 2$	$\nu_1 = \frac{4}{3}$	$\frac{3}{1+\beta_t} \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\frac{3-2\alpha}{\alpha} T$	$\frac{2}{1+\beta_t} (\alpha - 1) H$	$\frac{2}{3} (1+\beta_t) \frac{\alpha^2}{\alpha-1} \frac{H}{T^2}$	∞
Cu variaţia parabolică a vitezei (fig. 4 c)	$\xi_1' = 2$	$\nu_1' = \frac{2}{3}$	$\frac{3}{2(1+\beta_t)} \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\frac{3-\alpha}{2\alpha} T$	$\frac{1}{2} \frac{(\alpha-1)}{(1+\beta_t)} H$	$\frac{4}{3} (1+\beta_t) \frac{\alpha^2}{\alpha-1} \frac{H}{T^2}$	$3{,}5 \frac{\alpha^3}{(\alpha-1)^2} \frac{H}{T^3}$ ∞
Cu variaţia vitezei de forma integralei (fig. 6)	$\xi_1 = 1{,}1$ $d_c = 0{,}1$	$\nu_1 = 0{,}55$ $d_c = 0{,}1$	$\frac{2}{1+\beta_t} \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\frac{2-\alpha}{\alpha} T$	$\frac{1}{1+\beta_t} (\alpha - 1) H$	$1{,}1 \frac{\alpha^2}{\alpha-1} \frac{H}{T^2}$	$11 \frac{\alpha^3}{(\alpha-1)^2} \frac{H}{T^3}$

$$\alpha^{**} = 1 + (1 - 1{,}15\ c)\ c\,; \qquad (27)$$

$$V = \alpha \sqrt{\frac{c}{\mu}} \sqrt{H}, \ \text{m/s}\,; \qquad (28)$$



a)

b)

Fig. 5

acceleraţia maximă la diagramele de viteze cu trei perioade, m/s² :

$$a_1 = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} \frac{H^2}{T} \tau_3 = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} \frac{c}{\mu} \tau_3 = \frac{(1 + xc)^2}{x\mu} \tau_3\,; \qquad (29)$$

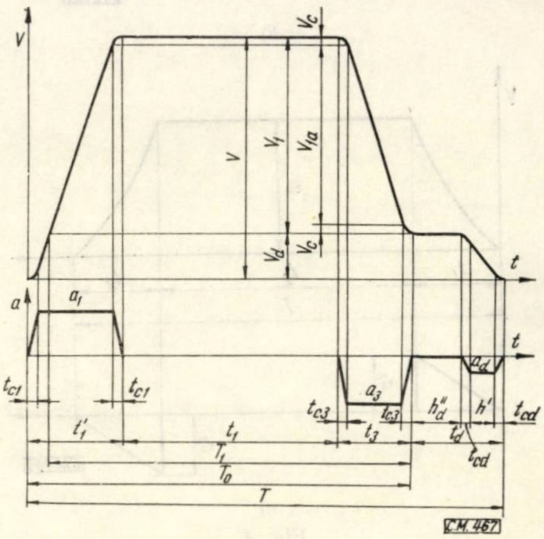


Fig. 6

puterea nominală a motorului, kW :

$$P = \frac{F_e V}{102\, \eta_r} = \frac{f_M\, Q \alpha H}{102\, \eta_r\, T}, \qquad (30)$$

în care :

$\mu = \frac{m}{Q'}$ este factorul de masă, valoarea maselor m redusă la periferia organului de înfăşurare, s²/m ; (31)

** Valoarea 1,0 a coeficientului lui c este indicată pentru ascensoarele din clădiri, iar valoarea 1,15 pentru instalaţiile de extracţie cu colivii. Pentru instalaţiile de extracţie cu colivii. Pentru instalaţiile de extracţie miniere cu schipuri valoarea recomandată este 1,25 [11].

Q' — sarcina utilă neechilibrată, kgf;
F_e — forţa efectivă;
f_M — coeficientul de putere [11];
η_r — randamentul reductorului.

Interpretarea geometrică a parametrului general adimensional α din expresia (8) duce la concluzia că acest parametru arată cît din suprafaţa diagramei de viteze aleasă este folosită util în comparaţie cu cazul unei viteze medii, ideale $\frac{H}{T}$, constantă pentru aceeaşi durată a unei curse T şi pentru o înălţime de transport H dată (fig. 5, *a*). Din punct de vedere fizic, el indică cu cît trebuie mărită valoarea vitezei reale a cabinei sau a motorului — formula (30) — faţă de cazul cînd s-ar folosi viteza medie pentru aceeaşi durată a unei curse, cînd $\alpha = 1$. Desigur că, din aceste considerente, este preferabil să se folosească o viteză maximă V cît mai apropiată de viteza medie V_{med}. Din formula (29) reiese că acceleraţia depinde de forma diagramei de viteze (coeficientul τ) şi de variaţia expresiei $\frac{\alpha^2}{\alpha - 1}$.

Din figura 7 rezultă că expresia $\frac{\alpha^2}{\alpha - 1}$ ar avea un minim în raport cu factorul de viteză, şi anume atunci cînd $\alpha \cong 2$, ceea ce ar corespunde unei diagrame de viteze cu două perioade ($\alpha = 2$).

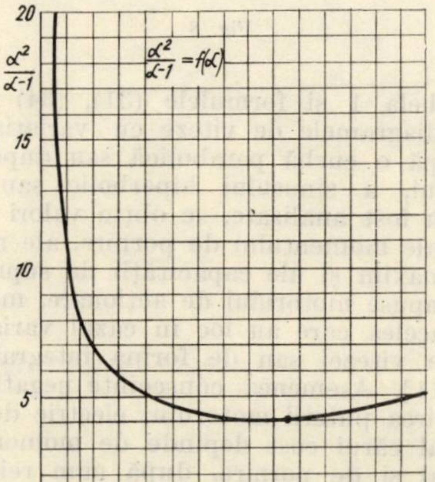


Fig. 7

Diagrama de viteze cu două perioade nu este indicată, deoarece necesită mărirea puterii motorului şi complică dinamica ascensorului datorită acceleraţiei bruşte care are loc în momentul cînd viteza are valoarea maximă (fig. 5,b). Totodată, în cazul utilizării motorului asincron, folosirea de valori mari pentru α micşorează simţitor randamentul total general al instalaţiei ca urmare a micşorării sensibile a randamentului cinetic [1], [11] al motorului asincron $\left(\eta_{ci} = \frac{1}{\alpha\beta_t}\right)$.

Indicat însă este, pentru ca valoarea puterii motorului electric să fie pe cît posibil mai mică, să se limiteze valoarea vitezei maxime şi să se evite variaţiile bruşte de acceleraţie (şoc). De aceea, în practică, valorile lui α se aleg între 1,05 şi 1,35, valori care corespund diagramelor de viteze cu trei şi patru perioade [11]. Din cele de mai sus rezultă că sînt indicate diagramele de viteze cu trei perioade, în care caz $\alpha < 2$, ceea ce concordă cu tendinţele practicii exploatării ascensoarelor sau a altor instalaţii de acest gen. Diagramele de viteze cu două perioade urmează să se utilizeze numai cînd distanţa între două staţii succesive este destul de mică.

Următorul criteriu, după care se clasifică diagramele de viteze, constă în deosebirea lor după valoarea raportului β_t dintre duratele perioadelor de accelerare şi decelerare. Cînd $\beta_t = 1$, diagramele sînt simetrice, iar celelalte se numesc asimetrice. În cazul ascensoarelor diagramele-program de viteze indicate sînt cele simetrice, deoarece forţa efectivă şi momentul nominal — formula (30) — pe care trebuie să le dezvolte motorul sînt mai mici cînd diagramele de viteze sînt simetrice şi au aceleaşi legi de mişcare în perioadele tranzitorii [3], [11]; este necesară numai o diagramă de viteze de bază la care se reduce corespunzător durata perioadei de mers în regim uniform pentru diferitele etaje pe care le deserveşte ascensorul; ele permit simplificarea aparatajului de comandă şi programare ale ascensoarelor automatizate; scurtarea perioadei de accelerare deseori duce la mărirea momentului necesar de frînare — expresiile (29) şi (34). Ca urmare, este necesară majorarea capacităţii de supraîncărcare a puterii motorului electric şi mărirea valorii şocului la care corpul uman este sensibil, fără însă să rezulte avantaje deosebite în exploatare [7], [8], [11]. Utilizarea diagramelor de viteze asimetrice, în cazul folosirii motorului asincron, poate mări randamentul instalaţiei datorită majorării randamentului lui cinetic şi micşora momentul de pornire — expresiile (29), (30) şi (34). În acelaşi timp însă, din cauza capacităţii lui reale de supraîncărcare (1,4—1,6) mai mică decît la motoarele de curent continuu (în medie 1,8—1,85), adesea este nevoie să se mărească puterea lui nominală şi momentul de frînare necesar pentru coborîrea cabinei [11].

Din considerentele de mai sus rezultă că pentru ascensoare sînt indicate diagramele de viteze simetrice.

Ultimul criteriu de bază al clasificării diagramelor de viteze ale ascensoarelor constă în diferențierea lor după legea de variație a vitezei în perioadele de regim tranzitoriu. În cazul variației liniare a vitezei, după cum reiese din tabela 1, se capătă valori preferabile pentru parametrii de bază ai diagramelor de viteze cu variația liniară a vitezei, însă aici intervine șocul extrem de mare (teoretic ∞), care se calculează după relațiile :

$$e = \frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}t^2} = \frac{\mathrm{d}^3 h}{\mathrm{d}t^3}; \qquad (32)$$

$$l_{max} = \frac{a_{max}}{t_c} = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} \frac{H}{T^2} \frac{\tau}{t_c}. \qquad (33)$$

Asemenea valori mărite ale șocului au loc nu numai în cazul variației liniare a vitezei, ci și atunci cînd aceasta variază după o curbă parabolică, după legea sinusului, a sinusului hiperbolic etc. Desigur că diagramele de viteze prezentate mai sus sînt puțin idealizate și șocul nu poate atinge valoarea teoretică infinită, datorită inerției instalației ; totuși, valoarea lui poate fi apreciabilă. În cazul ascensoarelor rapide se utilizează accelerații care ajung pînă la 2 m/s². Practica a arătat că omul poate să suporte ușor momentele de apariție și dispariție ale accelerației în cazul cînd valoarea șocului nu depășește 4 m/s³, adică procesul de variație a accelerației nu durează mai puțin de 0,5 s. În cazul variațiilor mari de viteze apar schimbări bruște de accelerație nu numai în momentul pornirii și opririi, dar și în momentele de trecere de la regimul tranzitoriu la regimul de mers uniform. Șocul, pe lîngă manifestările fiziologice pe care le provoacă omului, produce tensiuni suplimentare și oscilații longitudinale care apar în cablu și care determină abaterea cabinei de la nivelul prescris de oprire. De asemenea, poate cauza alunecarea cablurilor pe căptușeala organului de înfășurare multicablu.

O altă consecință a legii de variație a vitezei alese este valoarea momentului de pornire și a momentului maxim, pe care trebuie să le dezvolte motorul electric de acționare al ascensorului, care, avînd în vedere relațiile (8), (29) și cele din tabela 1, se obține din formula :

$$M_p = k_r Q' + ma = \left(k_r + \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} c\tau\right) Q' \frac{D}{2}, \quad \text{kgfm}, \qquad (34)$$

unde :

k_r = 1,15—1,3 este coeficientul de rezistență în timpul deplasării cabinei sau coliviei în puț ;

D — diametrul organului de înfășurare.

Din formulele (29), (34) și cele din tabela 1 rezultă că, în condiții echivalente, coeficientul τ (fig. 8) permite să se facă aprecieri cantitative asupra parametrilor a, e și M_p ai regimului dinamic al ascensorului. De asemenea, din tabela 1 și formulele (31), (34) rezultă că la diagramele de viteze cu variația vitezei după o curbă parabolică sau după legea sinusului, a sinusului hiperbolic sau altele care au fost analizate, se obțin valori ale șocului, ale momentului de pornire, ale momentului maxim și ale capacității de supraîncărcare impuse motorului de acționare, mai mari decît acelea care au loc în cazul variației liniare a vitezei sau de forma integralei [1], [7], [11]. Asemenea consecințe negative duc la mărirea puterii motorului electric de acționare, al cărui cost depinde de momentul lui nominal și de pornire, după cum reiese din relația [9], [11] :

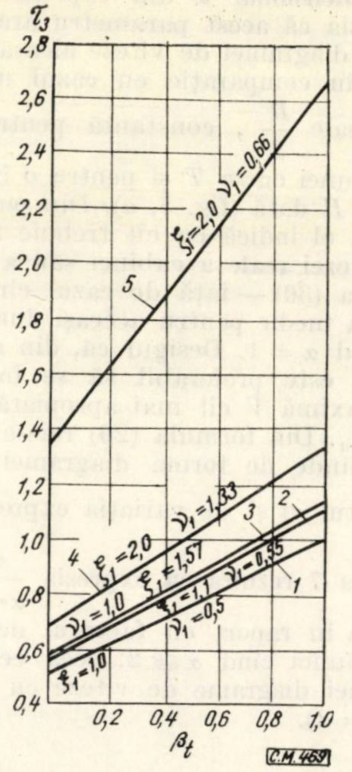


Fig. 8

$$K_{cm} = a_m \sqrt{M_n} = a_m \sqrt{f_m Q' \frac{D}{2}}, \text{ mii lei}, \qquad (35)$$

în care a_m este un coeficient de proporționalitate.

Diagrama de viteze cu variația parabolică a vitezei ilustrată în figura 4,*c* nu este indicată, deoarece complică suplimentar dinamica instalației ca urmare a variației bruște a accelerației în momentele de trecere la și de la regimul de mers uniform, ceea ce reclamă mărirea puterii motorului de acţionare — formulele (30), (34) şi cele din tabela 1. Din cele relatate mai sus rezultă că diagrama de viteze mai sus analizate nu oferă condiţii optime pentru funcţionarea raţională a ascensoarelor. Comparativ cu diagramele de viteze susmenţionate, o situaţie mai bună o prezintă diagrama de viteză (fig. 6), unde viteza variază în primele şi ultimele momente ale perioadelor de accelerare şi decelerare după o curbă parabolică iar, la mijloc, liniar. Aceste diagrame se mai numesc şi diagrame de viteze cu variaţia vitezei de forma integralei. În vederea micşorării momentului de pornire şi a obţinerii unei valori acceptabile a şocului, durata timpului t_c, în care are loc variaţia acceleraţiei, se recomandă să îndeplinească condiţia [11]:

$$d_c = \frac{t_c}{t_1} = 0{,}1, \text{ iar } t_c = d_c \frac{\alpha - 1}{\alpha} T =$$

$$= 0{,}1 \frac{\alpha - 1}{\alpha} T. \qquad (36)$$

Aceasta permite, în plus, să se menţioneze aceleaşi valori pentru perioadele t_1 şi t_3, care ar fi avut loc în cazul diagramei de viteze cu variaţia liniară a vitezei (tabela 1). Totodată, şocul este mai mic, iar valorile acceleraţiilor maxime şi ale momentului nominal care trebuie să le dezvolte în acest caz motorul electric — formulele (30), (34) şi cele din tabela 1 — diferă insensibil faţă de acelea cînd viteza variază liniar [11]. Această situaţie are loc însă în condiţii avantajoase, şi anume cînd regimul de funcţionare a motorului de acţionare şi dinamica instalaţiei sînt apreciabil ameliorate, ca urmare a variaţiei line a acceleraţiei, a micşorării valorii şocului şi a momentului în primele şi ultimele momente ale perioadelor tranzitorii. În asemenea condiţii reiese că diagrama de viteze cu variaţia vitezei de forma integralei prezintă cele mai multe avantaje dintre cele analizate.

După cum este cunoscut, motorul asincron cu pornire prin reostat poate realiza numai diagrame de viteze cu variaţie liniară în perioadele tranzitorii şi aceasta însă în trepte. Motorul asincron cu convertizor de frecvenţă (MACF) în circuitul statoric permite efectuarea oricărui tip de diagrame de viteze însă, în acest caz, se complică schema electrică şi se măresc investiţiile iniţiale, deoarece numărul tiristoarelor necesare este mai mare de 3—6 ori faţă de numărul celor întrebuinţate la sistemele RMC—M şi T—M. Sistemul G—M necesită investiţii iniţiale mult mai mari decît la sistemele de acţionare RMC—M şi T—M, care au performanţe în reglarea automată superioare lui şi sistemului MACF. Rezultă că sistemul RMC—M şi, mai ales, sistemul T—M sînt de perspectivă. Asemenea formă de diagrame de viteze se poate uşor concretiza prin discuri profilate, potenţiometre etc., care prin traductoarele corespunzătoare o transformă în tensiune de intrare program (prescrisă) în sistemul de reglare automată al ascensorului, aşa cum, de exemplu, se realizează de obicei la instalaţiile de extracţie miniere*.

Concluzii. Formulele elaborate pentru calculul coeficienţilor cinetici ξ_i, ν_i, τ_i, τ_h şi τ permit efectuarea de aprecieri calitative şi determinări cantitative asupra parametrilor cinematicii şi dinamicii ascensoarelor.

Expresiile de calcul elaborate pentru calculul acceleraţiei, şocului, momentului de pornire, momentului maxim şi al puterii motorului, precum şi pentru calculul timpului diagramei de viteze, oferă posibilitatea să se facă o comparare multilaterală a diferitelor tipuri de diagrame de viteze.

Diagrama de viteze indicată pentru ascensoare este aceea cu variaţia vitezei de forma integralei, oferind posibilitatea unei îmbunătăţiri apreciabile a dinamicii instalaţiei şi a funcţionării motorului electric. Sistemele moderne de acţionare RMC—M şi îndeosebi sistemul T—M, a căror superioritate tehnică şi economică este aproape unanim recunoscută, facilitează realizarea precisă în practică a diagramei de viteze recomandate.

Cele relatate mai sus sînt valabile şi pentru alte instalaţii asemănătoare ascensoarelor, la troliu de foraj, macarale grele din porturi şi construcţii etc., efectuîndu-se de la caz la caz adaptările aferente.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Elancik, G. M.* Uravnoveştennîe sistemî rudnicinogo podiema. Moscova, Ugletehizdat, 1953.

[2] *Korneev, G. K.*, *Korotkov, M. G.*, *Moţohei, I. S.* şi *Jdanov, B. V.* Liftî. Moscova, Maşghiz, 1958.

[3] *Fedorov, M. M.* Izbrannîe trudî, tom. 1, Izd. AN. SSSR, 1957.

[4] *Gheiller L. V.* Elektroprivod v tiajelom maşinostroenii. Moscova, Maşghiz, 1958.

[5] *Crăciunoiu, V.* şi *Popovici, D.* Ascensoarele electrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

[6] *Şklerskii, F. N.* Fiziko-mehaniceskie osnovî electriceskogo rudnicinogo privoda. Moscova, Ugletehizdat, 1952.

[7] *Tulin, V. S.* Elektroprivod i avtomatika mnogokanatnîh rudnicinîh podiemnîh maşin. Moscova, Nedra, 1964.

[8] *Ţepeluş, P. C.* Cazurile de determinare precisă prin calcul al parametrilor tahogramelor cu trei perioade. În: Revista minelor, nr. 11, 1957.

[9] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală de determinare a valorii elementelor de bază ale instalaţiilor de extracţie miniere. Partea electrică. În: Revista minelor, nr. 5, 1965.

[10] Rudnicinîi podiem. Moscova, Ugletehizdat, 1953.

[11] *Ţepeluş, P. C.* Acţionarea electrică şi automatica instalaţiilor grele de transport pe verticală pînă la înălţimi de 1000 m şi capacităţi pînă la 1000 tone pe oră. Lucrarea de doctorat, Moscova, 1965.

[12] *Gutkin, V.M.* Ionnîi privod postoiannogo toka. Moscova, Energhia, 1965.

---

* Pentru ascensoarele din clădiri (de locuit sau industriale) destinate pentru transportul de sarcini mici la înălţimi mici ($<\sim 10$ m) şi cu un regim de funcţionare lejer, pot fi utilizate sisteme de acţionare mai simple, însă justificate din punct de vedere tehnico-economic.

Documentare

Sudabilitatea oţelului martensitic turnat cu 13% Cr şi 4% Ni, de înaltă rezistenţă. Gysel, W. In: Schweisstechnik-Soudure, nr. 12, 1968.

La fabricarea turbinelor hidraulice, turbinelor cu abur saturat şi a reactoarelor de apă fierbinte, se foloseşte curent oţelul turnat cu 13% Cr şi 1% Ni. Oţelul are rezistenţă la tracţiune şi limită de curgere mare, o bună alungire, de asemenea rezistenţă mare la coroziune sub sarcini de oboseală, precum şi rezistenţă mare la eroziune şi cavitaţie. Oţelurile cu 13% Cr şi 1% Ni folosite au următoarea compoziţie chimică: 0,11% C, 13% Cr, 1,2% Ni, şi următoarele caracteristici mecanice:

$$\sigma_r = 65\ \text{kgf/mm}^2,\ \sigma_c = 45\ \text{kgf/mm}^2,\ \delta_5 = 15\%,$$
$$\alpha_k\ (\text{VSM}) = 4\ \text{kgf/cm}^2.$$

Condiţiile tot mai severe în privinţa rezistenţei la oboseală şi la eroziune, precum şi pentru rezistenţa de rupere prin decoeziune, necesare în special pentru roţi Pelton, ca şi în construcţii de uzine atomice, au făcut necesar să fie elaborate noi oţeluri cu 13% Cr, însă de rezistenţă şi tenacitate superioară. Noile oţeluri elaborate trebuie să aibă şi caracteristici bune de sudabilitate, pentru ca lucrările de reparaţii prin sudare (ca urmare a eroziunii sau cavitaţiei) să fie cît mai simple şi reduse; de asemenea să poată fi executate pe şantier suduri la roţi mari de turbine Francis, foarte dificil de transportat. În vederea îmbunătăţirii sudabilităţii oţelurilor turnate cu 13% Cr, a fost micşorat conţinutul de carbon la circa 0,06%, iar în vederea obţinerii unei tenacităţi garantate în zona influenţată termic, a fost mărit conţinutul de nichel, pentru a compensa cantitatea de ferită delta care se formează la conţinuturi reduse de carbon. De asemenea, în noul oţel s-a introdus şi un mic conţinut de molibden, ceea ce permite eliminarea fragilităţii de revenire şi mărirea rezistenţei la coroziune. Condiţiile de mai sus sînt îndeplinite de oţelul turnat G—X6CrNi134 (0,06% C, 12,5% Cr, 3,8% Ni, 0,5% Mo), cu următoarele caracteristici mecanice: $\sigma_r = 80$ kgf/mm², $\sigma_c \geqslant 60$ kgf/mm², $\delta_5 = 15\%$, $\alpha_k = 8$ kgfm/cm². Încercările noului oţel au fost efectuate cu un dinamometru de sudare, construit şi etalonat special. Plăcile groase, supuse operaţiei de sudare, sînt introduse rigid în dispozitiv, pentru măsurarea contracţiilor rezultante.

Una dintre problemele importante ale cercetărilor a fost folosirea unui electrod de aceeaşi compoziţie cu a materialului de bază

S-a studiat, în primul rînd, influenţa temperaturilor de preîncălzire şi între treceri asupra contracţiilor reziduale măsurate cu dinamometrul şi asupra caracteristicilor mecanice ale îmbinărilor sudate. Au fost folosite diferite sorturi de electrozi, inclusiv electrozii austenitici. În cazul folosirii unei temperaturi de preîncălzire mai mari, se constată o micşorare a caracteristicilor mecanice, adică a rezistenţei şi a rezilienţei. De asemenea influenţa temperaturilor de preîncălzire între treceri este slabă. Pentru suduri austenitice, temperatura între treceri este şi mai puţin critică.

S-a cercetat apoi influenţa compoziţiei chimice a metalului depus asupra caracteristicilor mecanice şi asupra rezistenţei la oboseală a sudurii. Pentru suduri executate la rece, electrozii austenitici (19 Cr/9 Ni) dau rezultatele cele mai bune, însă rezistenţa la oboseală scade la circa 60%, faţă de aceea a sudurilor executate cu electrozii 13 Cr/4 Ni/0,5 Mo.

În ce priveşte influenţa revenirii asupra caracteristicilor mecanice a sudurilor, s-a constatat că numai cu electrozii 13 Cr/4 Ni/0,5 Mo se obţine, după călire şi revenire, o rezilienţă de 6 — 10 kgfm/cm², în timp ce la celelalte suduri, valorile rezilienţei sînt de 4—6 kgfm/cm².

S-au efectuat confruntări între sudurile de aceeaşi compoziţie cu a materialului de bază şi sudurile austenito-feritice. Se constată că numai cu electrozii 13 Cr/4 Ni/0,5 Mo, cu preîncălzire între treceri între 150 şi 300°C, se obţin $\sigma_r = 75 - 80$ kgf/mm² şi $\sigma_c = 64 - 68$ kgf/mm², iar locul ruperii a fost întotdeauna în materialul de bază. Sudurile executate cu electrozii austenitici (19 Cr/9 Ni) au valori cu mult inferioare şi ruperile se produc numai în sudură. Rezultate mai bune au fost obţinute cu electrozii 20 Cr/11 Ni/3 Mo, însă şi acestea au fost inferioare rezultatelor obţinute cu electrozii de aceeaşi calitate cu a materialului de bază. Rezistenţa la oboseală la sudurile executate cu electrozii 13 Cr/4 Ni/0,5 Mo este cuprinsă între 40 şi 43 kgf/mm², în timp ce cu electrozii austenitici rezistenţa la oboseală este de maximum 26,5 kgf/mm².

Din aceste cercetări s-a tras concluzia că pentru evitarea fisurilor fragile se recomandă o preîncălzire a materialului de bază de minimum 100°C şi o temperatură de preîncălzire între treceri de 150—250°C, iar sudurile să fie executate cu electrozii 13 Cr/4 Ni/0,5 Mo. Cu aceşti electrozi se obţin şi cele mai reduse contracţii reziduale. Defectele apărute, dacă nu sînt în zonele de mari solicitări, pot fi reparate cu electrozi de aceeaşi natură cu a materialului de bază chiar la rece, iar după sudare să se execute o recoacere locală la o temperatură de cel puţin 250°C. Sudurile austenitice pot fi de asemenea executate cînd nu este folosită preîncălzirea, deoarece nu se produc fisuri fragile. Se recomandă ca sudurile care sînt în locurile cele mai solicitate să fie detensionate la o temperatură de 500°C.

I. V.

O maşină de nituit ultrasonică. În: Engineer's Digest august, 1968.

În S.U.A. (Universitatea de stat din Ohio) a fost realizată o maşină de nituit compactă, care transformă energia electrică în energie mecanică prin trecerea unui curent electric prin cristale piezoelectrice; cristalele produc vibraţii ce ajung la extremitatea unui traductor făcîndu-l să se deplaseze într-o mişcare alternativă cu o frecvenţă de 10 000 Hz şi cu o lungime a cursei de 0,089 mm.

Rezultatul constă în aplicarea unei serii de lovituri scurte şi foarte rapide (de circa 6,8 kgf) asupra nitului, lucrul mecanic efectuat corespunzînd unei maşini de nituit obişnuite, dezvoltînd o forţă de 10 tf la o singură lovitură.

Noua maşină poate fi folosită şi pentru titan, considerat pînă în prezent că nu poate fi utilizat pentru nituire.

Datorită caracteristicilor menţionate, se apreciază că noua metodă va determina o apreciabilă diminuare a dimensiunilor, complexităţii şi costului maşinilor de nituit.

M.S.

Băi de polizare prin ultrasunete cu elemente magnetostrictive din nichel. In: Rivista di Ingegneria, nr. 9, 1968.

Un nou tip de aparatură de polizare prin ultrasunete cu traductori magnetostrictivi din tablă de nichel a fost realizată în Anglia.

Principiul de lucru se bazează pe vibraţiile mecanice generate în nichelul feromagnetic de un cîmp magnetic alternativ aplicat din exterior dar, spre deosebire de traductorii obişnuiţi, lamelele utilizate nu sînt netede şi împachetate strîns ci ondulate, iar între lamele există un spaţiu de aer.

Bobina de excitaţie este acţionată cu o frecvenţă de 20 kHz de un generator simplu cu semiconductori.

Noul tip de traductor este superior celui obişnuit. Prezintă un randament mult mai mare, fapt ce determină producerea unei energii maxime în lichidul de polizare; astfel, procedeul devine mai economic, utilizîndu-se o cantitate mai redusă de nichel pentru a excita aceeaşi suprafaţă. În cazul cînd se folosesc baterii de traductori, se poate acoperi întreg volumul băii, fără intervale sau zone moarte.

Temperatura la care nichelul devine amagnetic (punctul Curie) este de circa 360°C în timp ce pentru alte materiale folosite ca traductori nu depăşeşte 90°C. Astfel, noul tip de aparatură poate fi folosit în condiţiile obişnuite de atelier — utilizînd chiar apă fiartă ca fluid de polizare — fără a se depăşi temperatura admisibilă.

Sistemul mai oferă o serie de avantaje: construcţie mai robustă, putere mai mare şi o siguranţă sporită prin utilizarea unor tensiuni mai coborîte.

Pentru reducerea costului de fabricaţie, se foloseşte nichelul comercial, recopt. Pelicula izolantă din oxid ce se formează în timpul recoacerii în cuptor deschis joacă rolul unui izolant între lamelele traductorului, reducînd pierderile prin curenţi paraziţi.

M.S.

Curele continue din ţesătură de sticlă, acoperite cu politetrafluoretilen. In: Rivista di Ingegneria, nr. 12, 1968.

O întreprindere engleză fabrică în prezent curele continue din ţesătură de sticlă cu politetrafluoretilen, de lungimi pînă la 90 m şi cu o lăţime cuprinsă între 0,6 şi 95 cm.

Aceste curele pot fi folosite pentru transportul materialelor aderente datorită proprietăţilor specifice ale politetrafluoretilenului. Astfel, pot fi utilizate pentru transportul produselor alimentare; al materialelor plastice în stare de fuziune, cauciucului etc. O astfel de curea de 40 m lungime şi 71 cm lăţime a fost livrată recent unei întreprinderi germane pentru a fi folosită în cadrul unei instalaţii de laminare continuă a materialelor plastice.

Curelele de tipul menţionat prezintă şi alte caracteristici utile. De exemplu, pot suporta variaţii de temperatură de la + 250°C la − 200°C şi rezistă la acţiunea aproape a tuturor substanţelor chimice.

Pot fi utilizate pentru transportul oricărui fel de produs prin medii active din punct de vedere chimic sau prin cuptoare de temperaturi destul de ridicate. În plus, datorită caracteristicilor lor dielectrice, sînt cu totul corespunzătoare operaţiilor de uscare, polimerizare sau coacere prin încălzire cu microunde sau cu unde de radiofrecvenţă.

La fabricarea curelelor se utilizează diferite tipuri de ţesături de sticlă de grosimi cuprinse între 0,08 mm şi 0,36 mm, în funcţie de scopul urmărit — transferul de căldură sau capacitatea de transport a curelei. Evident, ţesătura de sticlă folosită în cadrul fabricaţiei respective imprimă produsului şi o mare stabilitate dimensională.

Acţionarea curelelor considerate se realizează prin intermediul unor role din cauciuc.

M.S.

Sudarea cuprului la rece cu ajutorul arcului electric. In: Rivista di Ingegneria, nr. 12, 1968.

O nouă metodă pentru sudarea cuprului a fost pusă la punct, de curînd, în Polonia (Institutul de cercetări tehnologice — Gliwice).

După cum se ştie, sudarea cuprului întîmpină dificultăţi datorită conductibilităţii termice mari. Noua metodă permite sudarea cuprului la rece, în cadrul unui proces de lucru simplu, cu ajutorul arcului electric, evitîndu-se supraîncălzirea excesivă a acestuia.

În cadrul procedeelor obişnuite, sudarea se execută cu oxigen, fiind necesar să se încălzească la 700—800°C piesele din cupru ce trebuie sudate. Noua metodă permite obţinerea unor rezultate satisfăcătoare. Astfel, pentru sudarea unui metru de tablă de cupru de 10—15 mm grosime erau necesari — pînă acum — patru sudori şi şase pînă la opt ore de lucru, pe cînd în cadrul noului procedeu, aceeaşi operaţie este executată de un singur sudor în 10 min. Explicaţia constă în compoziţia chimică a diferitelor straturi ce formează învelişul electrozilor din cupru. Stratul exterior conţine elemente de legătură cu hidrogen în timp ce stratul interior îmbunătăţeşte caracteristicile arcului. La energia calorică produsă de arc se adaugă cea determinată de reacţiunile exotermice ale elementelor din învelişul electrodului şi care furnizează şi distribuie o mare cantitate de căldură în timpul sudării. În felul acesta se înlesneşte procesul de sudare al pieselor din cupru de grosimi cuprinse între 2 şi 50 mm.

Sudarea obţinută este perfectă ceea ce are o mare importanţă pentru industria chimică şi cea electronică.

M.S.

Instrument ultrasonic portativ pentru determinarea durităţii. In: Rivista di Ingegneria, nr. 12, 1968.

Un nou instrument ultrasonic pentru încercări de duritate a fost pus la punct în S.U.A. (Branson Instruments). Elementul de bază al dispozitivului este format dintr-un diamant tăiat cu mare precizie. Determinarea durităţii se face în mod nedistructiv, mult mai uşor şi într-un interval de timp mult mai redus decît cu procedeele utilizate pînă în prezent. Dacă pentru determinarea durităţii cu instrumentele cu diamant cunoscute, acesta era utilizat pentru a zgîria sau deforma suprafaţa metalică de încercat, în cadrul noului procedeu diamantul vibrează numai în contact cu suprafaţa respectivă.

Astfel, diamantul formează vîrful unui palpator magnetostrictiv care vibrează la frecvenţa proprie de rezonanţă. Cînd vîrful este sprijinit pe suprafaţa piesei, vibraţiile sale se amortizează variindu-şi frecvenţa. Cum efectul de amortizare este proporţional cu duritatea materialului de încercat, variaţia frecvenţei poate preciza direct duritatea respectivă.

Cu toate că vîrful de diamant vibrează în contact cu o suprafaţă dură, durata de utilizare este practic nelimitată. În plus, instrumentul fiind portativ, piesele de încercat nu mai trebuie deplasate, rezultînd astfel o mare economie de timp.

M.S.

Lagăre de alunecare cu strat antifricţiune. D. P. Gubanov, L. Ia. Beliakov şi M. M. Lehikoinen. In: Maşinostroitel, nr. 12, 1968.

Lagărele de alunecare construite sub formă de bucşe cu pereţi groşi comportă o eficienţă slabă a transferului de căldură din zona de frecare şi deformare puternică a suprafeţei de contact cu arborele, sub acţiunea forţelor radiale şi a temperaturii de regim. Aceste dezavantaje sînt evitate la lagărele realizate din bucşă metalică acoperită cu un strat de poliamid armat. Asemenea lagăre prezintă durabilitate înaltă şi stabilitate a jocului faţă de arbore.

Aplicarea stratului antifricţiune se execută prin turnare centrifugă. Materialul de armare — ţesătură de sticlă T 1 — este dispus pe suprafaţa interioară a bucşei de oţel St 3 sau de fontă SC 18—36. În interiorul bucşei este apoi introdusă cantitatea necesară de poliamid. Bucşa este fixată între o flanşă calată pe axul de antrenare în mişcare de rotaţie şi un capac, prin intermediul unui capac. Ansamblul astfel format este simultan rotit şi încălzit la o temperatură cu 20—30°C superioară temperaturii de topire a poliamidului. Ca urmare, materialul se repartizează uniform pe suprafaţa bucşei, aderenţa fiind asigurată de ţesătura de sticlă, a cărei densitate depăşeşte densitatea poliamidului. Grosimea stratului antifricţiune trebuie să fie mai mare de 0,2 mm.

Operaţia se execută într-o instalaţie ce cuprinde un cuptor electric, în interiorul căruia bucşa este introdusă cu ajutorul unui ghidaj orizontal şi un electromotor de 1 kW, care antrenează bucşa la 600, 1 400, 2 800, sau 4 200 rot/min. Lagărele astfel realizate nu necesită prelucrarea mecanică.

Pentru încercări comparative s-au utilizat lagăre de tipul prezentat, cu strat poliamidic armat de 0,6 mm, lagăre cu strat poliamidic de aceeaşi grosime dar nearmat şi lagăre monolitice de poliamid cu grosimea de 5 mm. Faţă de deformaţia celorlalte lagăre, lagărele cu strat poliamidic armat au acuzat deformaţii mai mici de 2 şi respectiv 8—10 ori.

Pentru determinarea caracteristicilor lagărelor cu strat poliamidic armat şi nearmat şi ale celor de poliamid monolit s-a folosit instalaţia DM—29, asigurînd o sarcină maximă de 500 kgf, la viteze cuprinse între 0,3 şi 10 m/s. În funcţie de momentul de frecare M din lagăr, măsurat pe instalaţie a fost calculat coeficientul de frecare.

$$f = \frac{M}{Pr},$$

P fiind sarcina în lagăr şi r — raza acestuia. S-a constatat că ambele tipuri de lagăre cu strat poliamidic acoperă un domeniu larg de viteze, la valori ale coeficientului de frecare de 0,0045—0,0030. În schimb, lagărele de poliamid monolit au un coeficient de frecare mult superior, mărimea sa crescînd o dată cu viteza de exploatare.

G.Z.

Geometria optimă a burghielor de oţel rapid. A. L. Kotlikova. In: Maşinostroitel, nr. 12, 1968.

Pentru a determina geometria optimă a burghielor folosite la piese de fontă cenuşie s-au efectuat încercări speciale, deoarece burghiele standardizate nu asigură eficienţa corespunzătoare a operaţiei. În acest scop s-au fabricat burghie cu diametrul de 15 mm din oţel rapid R.18, cu canale şi faţete executate prin rulare. Caracteristicile tehnice ale burghielor încercate sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Parametrul	Valoarea nominală	Abaterea maximă
Unghiul de detalonare, grd	8 ; 12 ; 16 ; 20 ;	±1
Unghiul la vîrf, grd	118 ; 105 ; 90 ; 75 ;	±2
Unghiul de creştere al spiralei, grd	25 ; 30 ; 35	±1
Unghiul de înclinare al muchiei transversale, grd	50	±1,5
Grosimea, inimii, mm	2	±0,1
Excentricitatea inimii, mm	—	⩽0,08
Bătaia radială şi frontală a muchiilor aşchietoare, la prinderea în universal, mm	—	⩽0,03
Excentricitatea muchiei transversale, mm	—	⩽0,03
Lăţimea faţetelor, mm	1	±0,01
Duritatea părţii aşchietoare	63 HRc	—

Încercările au fost executate pe maşina verticală de găurit model 2A 125. S-au găurit orificii adînci de 40 mm, în piese de fontă cenuşie Sc 18—36, cu duritatea 210—220 HB. Pentru compararea rezultatelor s-a măsurat uzura la colţul suprafeţelor de detalonare.

În figura 1 se prezintă dependenţa durabilităţii burghielor faţă de mărimea unghiului de detalonare α, cu menţinerea constantă a unghiului la vîrf $2\varphi = 118°$ şi a unghiului de creştere al spiralei $\omega = 30°$ (*a* — variaţia uzurii h_u la colţul suprafeţelor de detalonare în funcţie de numărul de orificii găurite, *n*; *b* — variaţia duratei de utilizare în funcţie de unghiul α). În condiţiile specificate s-a determinat valoarea optimă a unghiului de detalonare $\alpha_{opt} = 16°$.

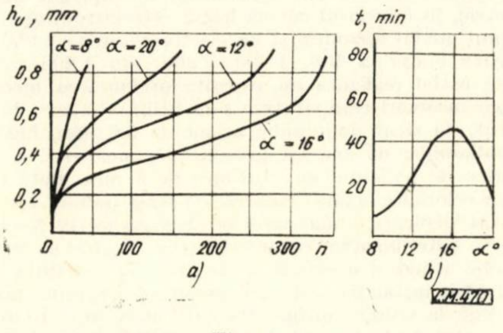


Fig. 1

Pentru stabilirea valorii optime a unghiului la vîrf s-au adoptat unghiurile $\alpha = 16°$ şi $\omega = 30°$. Încercările au decurs la viteză constantă de aşchiere (9,2 m/min) şi diferite avansuri, evidenţiind astfel legătura necesară dintre parametrul studiat şi regimul de lucru. De exemplu, la conservarea valorilor mari ale unghiului la vîrf şi majorarea avansului s-a obţinut intensificarea uzurii la colţul suprafeţelor de detalonare, uzura muchiei transversale acuzînd modificări neînsemnate; la avans constant, această uzură s-a mărit prin micşorarea unghiului la vîrf. În final s-a apreciat că pentru $2\varphi = 75°$ este potrivit avansul de 0,32 mm/rot, iar pentru $2\varphi = 90$; 105 ; 118° — avansul de 0,43 mm/rot.

Unghiul de creştere al spiralei a fost definitivat folosind burghie cu $\alpha = 16°$ şi $2\varphi = 90°$. Rezultatele obţinute (fig. 2) precizează valoarea optimă $\omega_{opt} = 35°$.

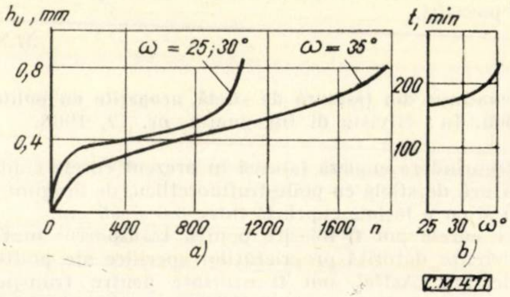


Fig. 2

Aplicarea geometriei caracterizate prin unghiurile $\alpha = 16°$, $2\varphi = 90°$ şi $\omega = 35°$ conduce la majorarea de peste trei ori a durabilităţii burghiului, în raport cu durabilitatea burghielor standardizate, la regimuri de aşchiere comparabile. Numărul corespunzător de orificii executate se măreşte de aproape şase ori.

G.Z.

Amortizarea zgomotului la funcţionarea motorului D-108. G.B. Klebanov, M. E. Zaidel şi Iu. I. Senikov. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 1, 1969.

La uzina de tractoare din Celeabinsk s-au experimentat o serie de amortizoare de zgomot pentru motorul D—108. Experimentările s-au bazat pe cerinţele impuse amortizoarelor de zgomot utilizate la motoarele diesel şi anume eficienţă ridicată (zgomotul motorului cu amortizor apropiat de zgomotul procesului funcţional), rezistenţă hidraulică mică (puterea absorbită de amortizor în limitele 1—1,5 %), gabarit şi greutate reduse prin fixarea amortizorului pe colectorul de evacuare, îndeplinirea rolului de extinctor de scîntei.

Cele cinci tipuri de amortizoare încercate (fig. 1) cuprind atît elemente active, care absorb energia gazelor şi o transformă în căldură, cît şi elemente reactive, ce lucrează după principiul reflexiei energiei. Pentru a determina eficienţa amortizării zgomotului s-au comparat caracteristicile acustice corespunzătoare funcţionării motorului cu şi fără amortizor. Ridicarea caracteristicilor acustice comportă stabilirea intensităţii zgomotului şi analiza spectrală a acestuia.

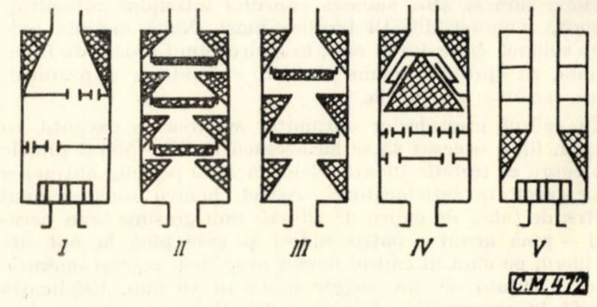


Fig. 1

La măsurarea intensităţii zgomotului s-a utilizat o instalaţie M.I.U., acoperind domeniul de frecvenţe de 60—10 000 Hz. Măsurările au fost efectuate în cinci puncte situate la distanţa de 0,5 m de motor : *1* — în dreptul colectorului de evacuare, *2* — în dreptul motorului de pornire, *3* — în dreptul ventilatorului, *4* — în dreptul pompei de injecţie, *5* —

în dreptul volantului. Cea mai mare intensitate (121 db) a fost obţinută în punctul 1, la funcţionarea motorului fără amortizor, în regimul de putere maximă ($n = 1\,700$ rot/min). Intensitatea corespunzătoare aceloraşi condiţii (punctul 1, regim de putere maximă) la funcţionarea cu amortizor de serie scade pînă la 115 db. Eficienţa maximă a fost înregistrată de amortizorul nr. IV, intensitatea zgomotului atingînd 108 db în condiţiile menţionate şi 106 db în regimul de moment motor maxim ($n = 700$ rot/min).

Pentru analiza spectrală s-a folosit analizorul 1 401 DH, avînd cîmpul de lucru între 2,5 şi 8 000 Hz şi banda de trecere de 10% din frecvenţa de reglaj. Echiparea motorului cu amortizorul nr. IV a prilejuit coborîrea cu 10—12 db a spectrului analizat în domeniul frecvenţelor joase şi înalte, faţă de funcţionarea fără amortizor. La frecvenţa de 250 Hz s-a înregistrat o uşoară deplasare în sens invers a spectrului, datorită operaţiei fenomenului de rezonanţă în amortizor.

Din punctul de vedere al puterii absorbite, mai avantajoase sînt amortizoarele nr. III şi V (0,7 CP), determinînd însă o creştere a intensităţii zgomotului (110 şi respectiv 111 db la regimul de putere maximă). Cu amortizorul nr. II intensitatea s-a ameliorat (109 db), puterea absorbită majorîndu-se de trei ori. La soluţia considerată optimă (amortizorul nr. IV) puterea absorbită este de 1,1 CP.

G. Z.

Noi maşini pentru pregătirea furajului. G. A. Lobanovski. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 1, 1969.

Tocătorul IZM—5,0 este destinat pentru tăierea furajelor verzi şi fibroase la ferme, putînd fi utilizat şi în cadrul liniilor tehnologice ale atelierelor de pregătire a furajului. Pe cadrul maşinii sînt montate aparatul de tăiere, transmisia, cutia de distribuţie, alimentatorul transportorului de încărcare, mecanismul de cuplare şi echipamentul electric. Cuţitele aparatului de tăiere sînt dispuse elicoidal pe două discuri şi au orificii longitudinale pentru reglarea jocului faţă de alimentator. Numărul de cuţite pe disc este de 2,3 sau 6. Transmisia cu lanţ include un reductor cilindric. Cutia de distribuţie antrenează arborele motor al transportorului de încărcare şi valţurile alimentatorului, prin intermediul unor axe cardanice telescopice.

Dimensiunile furajului se modifică prin variaţia numărului de cuţite ale aparatului de tăiere şi a vitezei transportorului. Pentru asigurarea unei productivităţi ridicate, tocătorul este încărcat cu mijloace mecanizate, dispuse în aşa fel încît nutreţul să fie depus direct pe transportor. La prelucrarea furajelor fibroase cu productivitate mai mare de 3 t/h se prevede ventilaţia corespunzătoare îndepărtării prafului.

Caracteristicile tehnice ale tocătorului IZM—5,0 sînt următoarele: productivitatea maximă la prelucrarea furajelor verzi — 17 t/h, productivitatea maximă la prelucrarea furajelor fibroase — 9 t/h, puterea electromotorului — 13 kW la 1440 rot/min, gabarite — 2830 × 1360 × 1115 mm, greutate — 990 kg.

Amestecătorul S—12,0 serveşte la prepararea amestecurilor de furaje, asigurînd descărcarea mecanizată a acestora. El se fabrică în două variante, cu şi fără aparatură electrică de pornire şi protecţie, de 220/380 V.

Amestecătorul are forma unui rezervor metalic, în interiorul căruia se află două agitatoare cu palete şi un şnec de descărcare, plasat în partea inferioară. Şnecul poate fi blocat cu ajutorul unui mecanism cu pană, fiind cuplat numai după deschiderea completă a ferestrei de descărcare. În acest fel se asigură descărcarea automată a amestecului preparat. Pentru efectuarea operaţiilor, mecanicul acţionează butonul de pornire şi conectează electromotorul mecanismului de serviciu; în lipsa sau la defectarea acestuia, comanda este realizată manual.

În partea inferioară a amestecătorului sînt dispuse conductele de abur, pe care se află ventile comandate simultan. Apa, soluţiile de melasă şi alte lichide de adaos pătrund în amestecător prin două conducte plasate în partea superioară, debuşînd în zona de lucru a agitatoarelor. Capacul de lemn al amestecătorului este prevăzut cu fereastra şi şubărul de încărcare şi cu gura de vizitare.

Amestecătorul S—12,0 are următoarele caracteristici tehnice: productivitatea la prepararea amestecurilor furajere crude — 30 t/h, productivitatea la prepararea amestecurilor furajere aburite în ferme de porcine — 10 t/h, productivitatea la prepararea amestecurilor furajere cu paie aburite pentru vite cornute — 3 t/h, capacitatea de lucru — 12 m³, puterea totală a electromotoarelor — 13,6 kW, gabarite — 4215 × × 2880 × 2500 mm, greutate — 6150 kg.

G. Z.

Tarod fără canale pentru filetat cu maşina. În: Maschinenmarkt, nr. 10, 1968.

Executarea filetelor, cu respectarea strictă a dimensiunilor cu toleranţe strînse, cu ajutorul tarozilor cu canale, este limitată în mod natural. Pentru aceasta este necesar un tarod la care depăşirea aşchiei filetului, datorită unor solicitări laterale — respectiv unor forţe axiale — să fie exclusă.

Tarodul pentru filetat cu maşina, prezentat în figura 1, corespunde celor mai severe condiţii de precizie, datorită construcţiei respective fără canale.

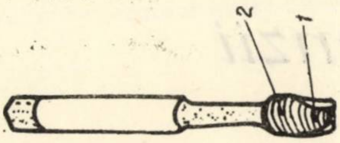


Fig. 4

Dinţii de aşchiere *1* ai acestei construcţii — brevetată ca invenţie — sînt detalonaţi pe flancurile filetului şi execută operaţia de aşchiere propriu-zisă. Filetul de ghidare *2* — în continuarea dinţilor de aşchiere — serveşte astfel exclusiv pentru precizie.

Dispare astfel pericolul înfundării cu aşchii sau posibilitatea de avariere a filetului la rotirea pentru extragere. Aşchiile sînt transportate înainte prin gaură, datorită canalelor de tăiere.

Pentru ca să fie posibilă o ungere corespunzătoare chiar în cazul filetelor străpunse cu diametre foarte mari, se pot executa prin polizare canale de ungere.

O. M.

O nouă maşină de frezat prin copiere. În: Machinery, 112, nr. 2882, 1968.

Noua maşină Kampf tip F 4 de construcţie germană permite frezarea prin copiere plană şi în relief a suprafeţelor pînă la 16″ × 20″ dintr-o singură prindere a piesei (de exemplu pentru execuţia matriţelor şi a modelelor).

Sania, care cuprinde arborele de frezare şi capul trasator, are o deplasare verticală de 3″1/8, iar căruciorul pe care este montată poate fi deplasat longitudinal pe un braţ suspendat orizontal.

Este prevăzută deplasarea transversală, pentru braţ, iar întregul ansamblu poate fi reglat vertical pe distanţe pînă la 16″, manual sau cu un motor de 1 CP, cu o viteză de 6″3/8 pe minut.

Arborele maşinii de frezat este antrenat de un motor de 3 CP printr-un sistem articulat, cu curea trapezoidală şi roţi de curea interschimbabile, putîndu-se obţine turaţii variabile în mod continuu de la 400 la 10 000 rot/min.

Pentru eboşare, avansurile cu viteze variabile în mod continuu, de la 2 la 32″ pe minut, pot fi aplicate longitudinal la căruciorul capului de frezare şi transversal la braţul suspendat, mişcările realizîndu-se cu ajutorul motorului care antrenează arborele frezei. În plus, poate fi aplicat avansul şi la sania verticală şi la cărucior sau la braţul suspendat prin intermediul unor mecanisme cu roată dinţată şi clichet, acţionate de o bobină electromagnetică în trepte (de la 0,005 pînă la 0,020″).

Sînt prevăzute şi butoane de comandă într-un dispozitiv suspendat, pentru inversarea mişcărilor de deplasare şi pentru aplicarea avansului în trepte la momentul corespunzător ciclului de prelucrare. Cînd palpatorul este adus în contact cu marginea şablonului, la capătul mişcării de deplasare, se aprinde o lampă de semnalizare care indică necesitatea inversării avansului. Dacă sensul nu este inversat de operator, deflecţia în continuare a palpatorului face ca mişcarea de avans să fie întreruptă, pentru a împiedica deteriorarea piesei de prelucrat, a frezei sau a şablonului.

Pentru frezarea prin copiere în relief cu comandă manuală, deplasarea este aplicată la sania verticală prin acţiunea dintre palpator şi şablon.

Batiul maşinii comportă mese separate, fiecare măsurînd 22 × 25″ pentru piesa de prelucrat şi şablon. Mesele posedă un reglaj longitudinal şi unul transversal, astfel că aria pe care poate să fie executată frezarea prin copiere poate fi mărită cu 20 × 36″.

Se pot adapta motoare separate de 3 CP, pentru reglajul vertical al meselor pe o distanţă de 12″, cu o viteză de 11″ pe minut; înălţimea maximă care se poate obţine între suprafeţele superioare şi capătul arborelui de frezare este de 24″.

Arborele de frezat sau alezat poate fi reglat în trei poziţii diferite pe sania verticală, iar capul trasator în două poziţii, putîndu-se deci obţine distanţe între vîrfuri de 14 pînă la 30″.

Pentru capul trasator se poate obţine un reglaj vertical de 4″.

O. M.

Recenzii

D. Popovici ş. a. **Vopsirea în industria constructoare de maşini.** Bucureşti, Editura tehnică, 1968, 494 pag.

Lucrarea tratează principalele probleme ale vopsirii maşinilor şi utilajelor, în cadrul a 11 capitole.

Capitolul I cuprinde noţiuni despre coroziunea metalelor şi protecţia anticorosivă, precum şi clasificarea lacurilor şi vopselelor folosite în industria constructoare de maşini.

Capitolul II se referă la metodele de pregătire a suprafeţelor în vederea vopsirii. Prezentarea acestor metode are un caracter descriptiv, încorporînd indicaţii privind operaţiile de pregătire şi utilajul aferent. În plus, capitolul conţine o serie de date practice şi elemente de calcul, de exemplu presiunea aerului comprimat la curăţarea cu alice şi calculul de dimensionare a unui agregat de degresare a pieselor. De asemenea sînt trecute în revistă unele metode speciale de pregătire (cu ultrasunete, fosfatarea şi pasivizarea metalelor etc.).

În capitolul III se trece la metodele de aplicare a lacurilor şi vopselelor. O pondere importantă este deţinută de vopsirea prin pulverizare, remarcîndu-se îndeosebi aspectele practice, de execuţie a proceselor tehnologice. În continuare sînt abordate metodele de vopsire prin inversiune, electroforeză şi curgere, precum şi operaţiile de finisare.

Capitolul IV se ocupă de uscarea peliculelor de lacuri şi vopsele, iar capitolul V — de alegerea şi organizarea procesului de vopsire. Şi în aceste cazuri problemele practice sînt însoţite de principii de calcul, cum sînt calculul termic al cuptoarelor de uscare prin convecţie şi, respectiv, calculul eficienţei economice a vopselelor.

Un loc special este acordat tehnologiilor specifice de vopsire în construcţia de maşini. Astfel, capitolul VI conţine informaţii interesante privind vopsirea autovehiculelor, materialului rulant, maşinilor agricole etc., capitolul VII aducînd completări referitoare la vopsirea rezistentă în climat tropical.

Capitolele VIII—X întregesc cunoştinţele prezentate anterior, prin precizarea metodelor de control al calităţii vopselelor, prezentarea unor noţiuni de coloristică şi evidenţierea normelor de tehnica securităţii muncii în secţiile de vopsire. În sfîrşit, capitolul XI cuprinde o descriere detaliată a utilajului de transport în secţiile de vopsire.

Lucrarea este elaborată la un nivel mediu, cu un pregnant caracter practic, aplicativ. Multitudinea informaţiilor judicios sistematizate, ca şi aspectele teoretice şi de concepţie inserate în lucrare, îi conferă un plus de utilitate, inclusiv pentru cadrele tehnice superioare care se preocupă de problemele vopsirii şi protecţiei maşinilor şi utilajelor.

G. Zătreanu

A. Schalitz. **Kupplungs — Atlas,** ed. III. Ludwigsburg A.G.T. — Verlag Georg Thum, 1969.

Lucrarea prezintă un material organizat cuprinzînd diversele variante constructive de cuplaje utilizate în construcţia de maşini. Sunt precizate, pentru fiecare tip de cuplaj, elementele constructive caracteristice, principiul de funcţionare, domeniul de utilizare şi posibilităţile de înlocuire. Pentru fiecare variantă constructivă sunt indicate şi firmele producătoare, cu precădere cele vest-germane.

Materialul prezentat în cele 224 de pagini ale lucrării este împărţit în 13 capitole precedate de o introducere şi cuprinde în încheiere un tablou rezumativ organizat pe firme constructoare.

În introducere se precizează domeniul de utilitate a lucrării, criteriile de clasificare a cuplajelor folosite în construcţia de maşini şi se justifică clasificarea adoptată în cuprinsul acestui atlas.

Cuplajele permanente sunt tratate în capitolele 1 la 3. Prezentarea variantelor constructive de cuplaje rigide fixe constituie cuprinsul capitolului 1. În cadrul acestui capitol sunt grupate cinci categorii constructive distincte de asemenea cuplaje.

Criteriul de clasificare a cuplajelor rigide mobile, tratate în capitolul 2, îl constituie natura elementului de cuplare şi nu numărul gradelor de mobilitate. Se realizează astfel o prezentare unitară a variantelor constructive ce se încadrează în această categorie.

În multe cazuri practice, pentru evitarea transmiterii şocurilor ce se produc în funcţionarea unor maşini, este indicată folosirea cuplajelor elastice. Această problemă, împreună cu precizarea unor caracteristici fizice ale materialelor elastice folosite, constituie punctul introductiv al capitolului 3 — Cuplaje elastice. În cuprinsul acestui capitol se prezintă cuplajele elastice folosind ca element elastic arcuri de oţel de diferite forme, precum şi cele ce utilizează ca element elastic materiale nemetalice.

Soluţiile constructive de cuplaje intermitente a căror cuplare nu poate fi realizată decît în stare de repaus sînt prezentate în capitolul 4.

În continuare, într-un preambul la capitolele 5 — 8 se precizează modalităţile de acţionare şi principiile de funcţionare a cuplajelor intermitente cu fricţiune (ambreiaje). Sînt prezentate, de asemenea, principalele materiale utilizate la confecţionarea elementelor de fricţiune cu caracteristicile lor fizice şi geometrice.

Ambreiajele cu acționare din exterior sînt tratate după cum urmează :

ambreiaje cu acționare mecanică, capitolul 5 ;
ambreiaje cu acționare hidraulică, capitolul 6 ;
ambreiaje cu acționare pneumatică, capitolul 7 ;
ambreiaje cu acționare electromagnetică, capitolul 8.

În capitolul 9 sînt prezentate principiile de funcționare și variantele constructive de cuplaje centrifugale. Sunt tratate atît cuplajele cu mase centrifugale, cît și cele cu materiale de centrifugare sub formă granulară.

Cuplajele de siguranță constituie obiectul capitolului 10. Sînt prezentate cuplajele cu bolțuri de forfecare, cu bile. cum și o gamă variată de cuplaje cu fricțiune.

Capitolul 11 grupează și tratează 9 categorii constructive distincte de cuplaje de cursă liberă (sens unic de transmitere a mișcării).

Cuplajele hidraulice, atît cele hidrodinamice cît și cele hidrostatice, sînt prezentate în capitolul 12.

Capitolul 13 formează obiectul unui tip special de cuplaje, și anume al celor realizate prin intermediul unor cîmpuri rotitoare. Sînt tratate cuplajele inductive și cele cu magnet permanent.

În încheiere se prezintă un tablou rezumativ al tuturor tipurilor de cuplaje analizate, sistematizat pe baza succesiunii alfabetice a principalelor firme constructoare de cuplaje.

Atlasul de cuplaje este editat în condiții tehnice ireproșabile. El se adresează inginerilor proiectanți și de exploatare din domeniul construcției de mașini, precum și cadrelor didactice și studenților facultăților cu specific mecanic din institutele politehnice.

D. Taraza

Cronica

Expoziția industrială elvețiană

21—30 aprilie 1969

În ziua de 21 aprilie 1969 s-a deschis, la București, prima expoziție indutrială elvețiană în România.

Expoziția a fost vizitată timp de zece zile de numeroși specialiști din toate ramurile industriei și economiei noastre. Vizitatorii au manifestat un interes deosebit pentru exponatele întreprinderilor elvețiene de renume mondial.

Expoziția s-a desfășurat pe o suprafață totală de aproximativ 10 000 m^2 și a prezentat exponatele a 140 întreprinderi și firme exportatoare elvețiene. Greutatea totală a produselor expuse a fost de circa 800 tone. Prin intermediul unei instalații automate, prevăzută cu 6 ecrane montate la intrarea în pavilion, s-au putut viziona 800 de imagini din toate domeniile industriei elvețiene.

În pavilion au fost instalate numeroase standuri care au prezentat diverse mașini și instalații în funcțiune, iar cei interesați au primit informațiile dorite de la prezentatorii produselor.

Expoziția industrială elvețiană, a prezentat, în special, bunuri de investiții, și anume : mașini și instalații pentru producerea energiei electrice și termice ; mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin așchiere și fără așchiere ; mașini și echipament pentru industria textilă, industria grafică, industria de ambalaje, industria materialelor de construcții.

Industria chimică a prezentat produse din domeniul materialelor sintetice și farmaceutice, chimiei agricole, vopselăriei etc.

La standul care a prezentat industria ceasornicelor, au expus felurite ceasornice unele dintre cele mai cunoscute firme elvețiene cu tradiție și renume mondial, printre care : Omega, Schaffhausen, Doxa și altele.

De la fiecare stand vizitatorii au primit — pe lîngă lămuririle verbale — și numeroase prospecte cu explicații detaliate, în vederea unei documentări cuprinzătoare asupra tuturor exponatelor.

Organizarea expoziției în țara noastră, pe lîngă faptul că a făcut mai larg cunoscute realizările actuale ale industriei elvețiene, a creat premisele unei întăriri a relațiilor de prietenie dintre poporul român și cel elvețian.

E.Șt.

TREI ÎNTREBĂRI ADRESATE CONDUCĂTORILOR CABINETELOR DE PROTECŢIA MUNCII DIN INTREPRINDERILE M.I.C.M.

Protecţia muncii, prin lege, este o problemă de stat şi face parte integrantă din procesul de muncă. Principiile acestea sînt izvorîte din respectul faţă de om, din necesitatea de a menţine integral capacitatea lui de muncă, precum şi din punctul de vedere al implicaţiilor şi efectelor economico-sociale ce le are cu ceilalţi factori ai producţiei.

Pentru respectarea acestor principii, un rol important îl au iniţiativele Cabinetelor de protecţie a muncii din întreprinderi şi opinia de masă, creată de acestea prin toate mijloacele instructiv-educative şi de propagandă.

În acest sens DSCM — Serviciul protecţia muncii — şi redacţia revistei adresează acestora următoarele întrebări :

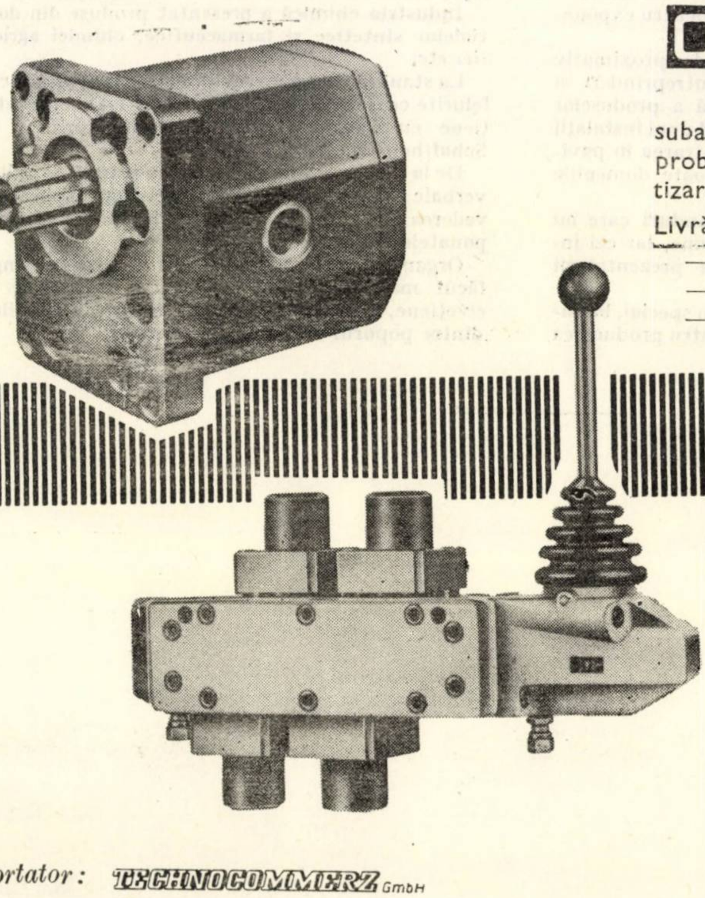
1. **Ce intenţionaţi să întreprindeţi în acest an în cadrul Cabinetului de protecţie a muncii pentru a înlătura cauzele accidentelor de muncă, îmbolnăvirilor profesionale şi pentru a preveni nerespectarea igienii industriale.**

2. **Pe ce căi consideraţi că poate fi perfecţionată munca Cabinetelor de protecţie a muncii din întreprinderi.**

3. **Cum se concretizează preocuparea de a statornici un stil şi metode de muncă eficiente în activitatea Cabinetului de protecţie a muncii.**

Răspunsurile conducătorilor Cabinetelor vor fi studiate şi publicate în revistă, iar metodele şi stilul nou de muncă vor fi generalizate şi stimulate.

Aşteptăm răspunsul pe adresa : str. Ion Ghica nr. 3, Sectorul 4, Bucureşti, O.D.P.T. — M.I.C.M. Redacţia revistelor tehnice.



ORSTA hidraulik
+
ORSTA pneumatik

subansambluri tipizate rezolvă în mod optim problemele dv. de raţionalizare şi automatizare.

Livrăm produse de cea mai bună calitate :
— generatoare de curent comprimat;
— consumatoare de curent comprimat ;
— instalaţii hidraulice-ventile şi accesorii.

Informaţii suplimentare puteţi obţine prin Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, TKB TC,
Bucureşti, Drumul Taberei,
str. Compozitorilor 30, scara 1

VVB ARMATUREN UND HYDRAULIK

DDR 402 Halle/Saale
Republica Democrată Germană

Exportator : TECHNOCOMMERZ GmbH

DDR 108 Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Şurubelniţele cu comandă pneumatică reduc manopera în operaţiile din liniile de asamblare

Şurubelniţele cu motor Atlas Copco au fost realizate printr-o colaborare între inginerii din ateliere, experţi medicali şi specialişti în pneumatică. Aceasta explică pentru ce operaţiile de strîngere a şuruburilor devin, cu aceste şurubelniţe, mai uşoare pentru operator şi îi permit să strîngă mai multe şuruburi într-un timp mai scurt. Aceste şurubelniţe au o corectă distribuţie a greutăţii şi echilibrare cu un raport mare între putere şi greutate. Un mîner confortabil permite lucrătorului să utilizeze scula la capacitatea maximă fără oboseală. A fost micşorat şi nivelul zgomotului pentru a feri operatorul de un zgomot enervant.

156 **diferite şurubelniţe din care se poate face alegerea**

Pentru fiecare tip şi dimensiuni de şurub, pentru fiecare piesă de prelucrat şi material veţi găsi şurubelniţa indicată printre cele 156 tipuri Atlas Copco, şi anume pe aceea care vă va strînge şuruburile cu un cuplu potrivit şi la preţul cel mai redus.

Caracteristicile sînt :

Trei diferite dimensiuni

— seriile 11 cu un domeniu al cuplului de la 1 la 40 kgcm ;

— seriile 22 cu un domeniu al cuplului pînă la 100 kgcm ;

— seriile 33 cu un domeniu al cuplului pînă la 200 kgcm

Trei ambreiaje diferite

LUM-ambreiaj cu decuplare. Caracteristică ideală pentru îmbinări rigide şi puţin elastice. Indicat în special pentru materiale casante sau plastice. Se poate varia cuplul.

LUF-ambreiaj cu alunecare cu cuplu reglabil. Cu întrebuinţare universală pentru cele mai multe dintre asamblările cu şuruburi.

LUP-ambreiaj rigid, indicat în special pentru şuruburi pentru lemn, şuruburi cu autofiletare şi pentru alte asamblări cu o rezistenţă la strîngere variabilă în limite foarte mari.

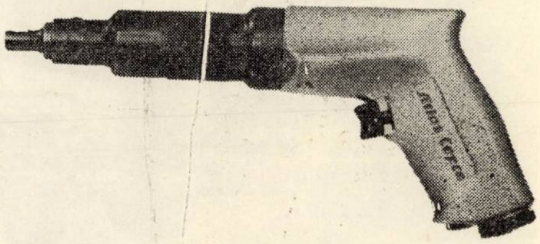
Diferite domenii de viteze în fiecare din serii :

— seriile 11 — viteză maximă de la 400 la 4 000 rotaţii pe minut ;

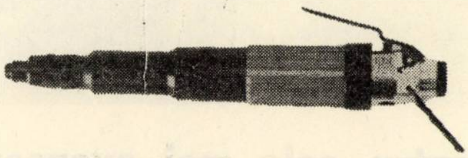
— seriile 22 — viteză maximă de la 400 la 4 900 rotaţii pe minut ;

— seriile 33 — viteză maximă de la 500 la 2600 rotaţii pe minut.

Două diferite mînere :



mîner curb



mîner drept

Reversibilă sau nereversibilă

Trei tipuri de strangulare

Buton de declanşare
Pîrghie
Pornire prin apăsare (automat)

Dimensiunea şurubelniţei	şuruburile maşinii pînă la	şuruburi cu autofiletare pînă la	şuruburi cu găurire pînă la	şuruburi de lemn pînă la
seriile 11	5 mm	nr. 8 grosimea plăcii 2 mm	nr. 8 grosimea plăcii 1mm	nr. 10
seriile 22	6 mm	nr. 12	nr. 10	nr. 12
seriile 33	8 mm	nr. 14 grosimea plăcii 5 mm	nr. 12 grosimea plăcii 3 mm	nr. 14

Întrebuinţaţi cuponul de mai jos pentru a cere informaţii tehnice suplimentare

Către Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm Suedia

Vă rugăm să-mi trimiteţi informaţii tehnice detaliate asupra sortimentului dv. complet de şurubelniţe cu comandă pneumatică

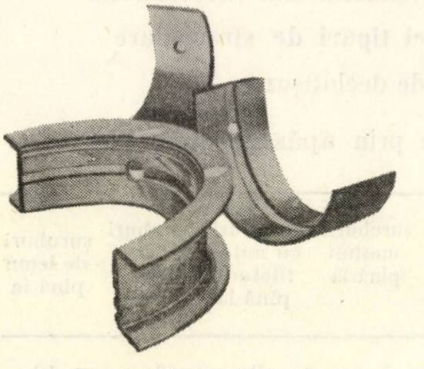
Numele . . . .

Funcţia . . . .

Adresa 12/69

Atlas Copco

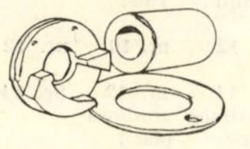
pentru cele mai avansate concepții din momentul de față...



(*Manualul Proiectantului Nr. 4*)

Firma The Glacier Metal Company se află la loc de frunte în domeniul proiectării și perfecționării de rulmenți. Cercetări neîncetate o mențin pe această poziție. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenților, au oferit industriei mondiale o gamă întinsă de concepții și materiale noi. Produsele perfecționate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenți și sînt fabricate și desfăcute pe piețele mondiale cu ajutorul unei rețele de peste 130 firme care le manufacturează sub licență, sucursale și agenții.

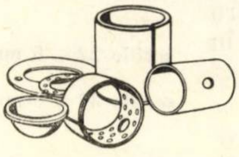
Lagăre Glacier de cositor — aluminiu reticular ... cel mai avansat material de lagăre din momentul de față. Perfecționat pentru a oferi cea mai bună performanță totală posibilă în motoare moderne cu mare regim nominal. Cositorul-aluminiul reticular Glacier este rezistent la sarcini extrem de mari și totuși posedă și celelalte proprietăți vitale lagărelor. Proprietățile fizice unice ale materialului împiedică schimbări subite în caracteristici, datorită condițiilor neprielnice de funcționare. Lagărele Glacier din cositor-aluminiu reticular sînt furnizate ca echipament primar și piese de schimb pentru motoarele lumii.



Glacier DQ & Glacetal.

Materialul Glacier DQ îmbină proprietățile mecanice și caracteristice ale lagărelor uscate. Disponibile ca componente formate sau prelucrate, bare sau țevi.
Glacetal – material necesitînd o lubrifiere minimă, pentru inele de presiune și piese similare.

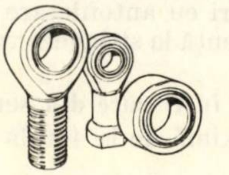
(*Manualul Proiectantului Nr. 2*)



Bucșe etanșe, emisfere și inele de presiune standardizate.

Cu cămașă de oțel, în dimensiuni păstrate în depozit între 3 mm și 120 mm diametru, fabricate din plumb/bronz. Materiale nelubrifiate Glacier DU și prelubrifiate Glacier DX.

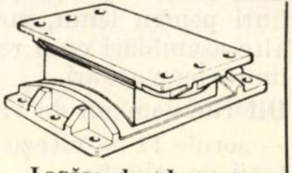
(*Manualul Proiectantului Nr. 1, 2&9*)



Dualign.

Rulmenți sferici și capete de tije. Componente cu o mare performanță totală, foarte rezistenți la coroziune și cu mare toleranță față de murdărie, praf și majoritatea lichidelor.

(*Manual Dualign*)



Lagăre de alunecare Glacier.

Lagăre compacte și eficiente, neavînd nevoie de nici un fel de lubrifiere. Construcția simplă permite mișcarea în orice direcție.
Bune pentru toată durata de funcționare a structurii, cu un minimum de întreținere.

(*Manualul Proiectantului Nr. 6*)

...cele mai avansate lagăre din momentul de față

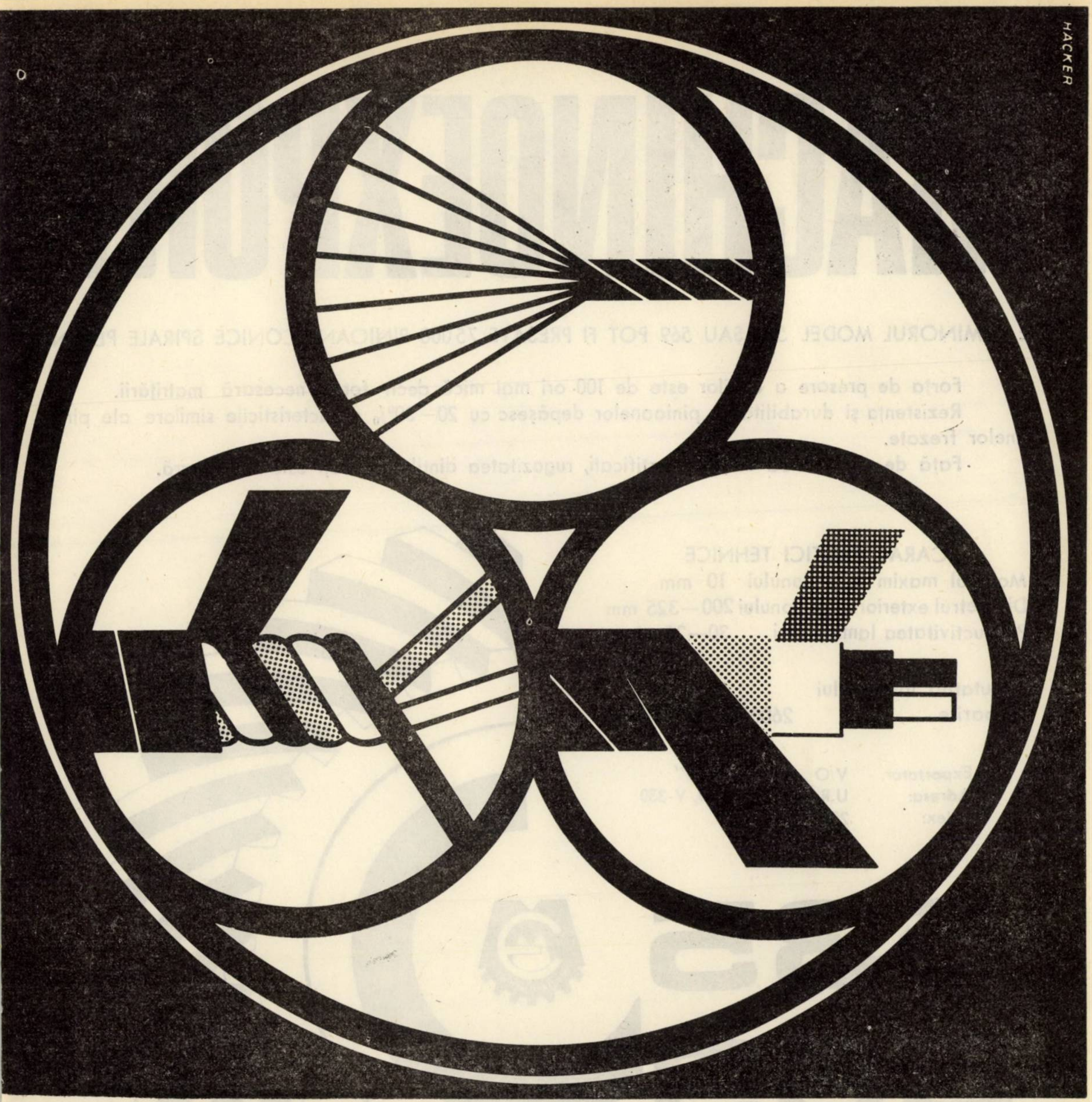
GLACIER

1967

Manualele Proiectanților sînt disponibile la cerere. Adresați-vă firmei :

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED, ALPERTON, WEMBLEY, MIDDLESEX.



Maşini de cablat pentru orice necesitate

Peste 60 de ani de experienţă în domeniul dezvoltării şi fabricaţiei maşinilor de tras sîrmă şi cabluri asigură produse sigure şi eficiente.

Programul nostru de producţie, foarte bogat, oferă o posibilitate largă de a îndeplini cerinţele speciale ale clienţilor noştri pentru instalaţii şi echipament complet.

Oferim, în deosebi, maşini de cablat rapide pentru bobine cu 100 — 800 mm diametrul flanşei şi maşini de cablat în fund de coş pentru bobine pînă la 2 500 mm diametrul flanşei.

Discutaţi problemele dv. cu specialiştii noştri. Vă putem pune la dispoziţie o documentaţie detaliată al cărei cifru este ku 8/69.

VEB Schwermaschinenbau —Kombinat
„Ernst Thälmann“

Magdeburg DDR—3011 Magdeburg

INVEST EXPORT

Informaţii în ţară

Invest Export

la Ambasada RDG din RSR
Calea Dorobanţilor 14 Bucureşti

Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR—108 Berlin, Taubenstr 7—9
Telegrame: DIAINVESTA
Telex: 011 2695 diai d d Republica Democrată Germană

MACHINOEXPORT

PE LAMINORUL MODEL 535 SAU 569 POT FI PRESATE 75 000 PINIOANE CONICE SPIRALE PE AN

Forța de presare a dinților este de 100 ori mai mică decît forța necesară matrițării.

Rezistența şi durabilitatea pinioanelor depăşesc cu 20—30% caracteristicile similare ale pinioanelor frezate.

Fată de rugozitatea dinților rectificați, rugozitatea dinților presați este superioară.

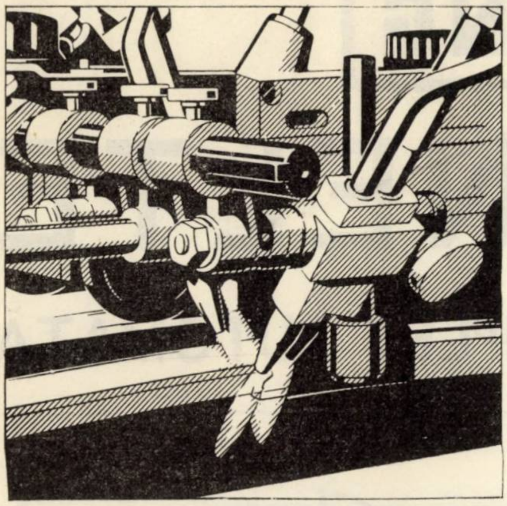
CARACTERISTICI TEHNICE

Modulul maxim al pinionului	10 mm
Diametrul exterior al pinionului	200—325 mm
Productivitatea laminorului	30—25 $\frac{\text{piese}}{\text{h}}$
Greutatea laminorului	25 t
Gabarite	2600x4000x3500 mm

Exportator: V/O „Maşinoexport"
Adresa: U.R.S.S., Moscova, V-330
Telex: 207

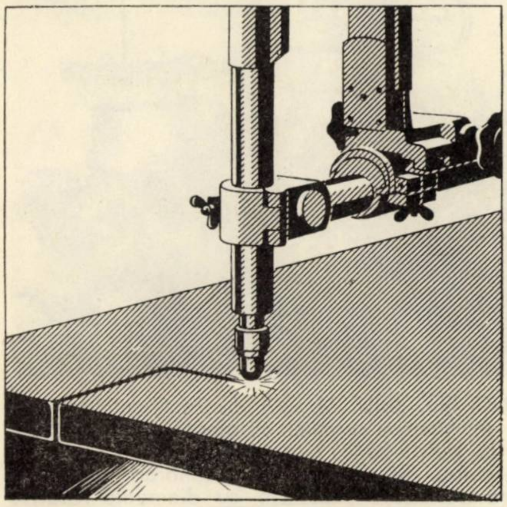
535
569
МАШИНОЭКСПОРТ

Sudare și tăiere rațională



QUICKY ESTE UNA DINTRE CELE MAI MICI MAȘINI DE TĂIERE AUTOGENĂ DIN LUME, avînd o utilizare multilaterală uimitoare. Se întrebuințează nu numai pentru decuparea de piese metalice, ci pentru formarea canturilor de sudură. Ea execută tăieri în formă de K, în care scop un arzător execută o tăietură verticală, iar două arzătoare, amplasate în poziție oblică, cantul de sudură propriu-zis.

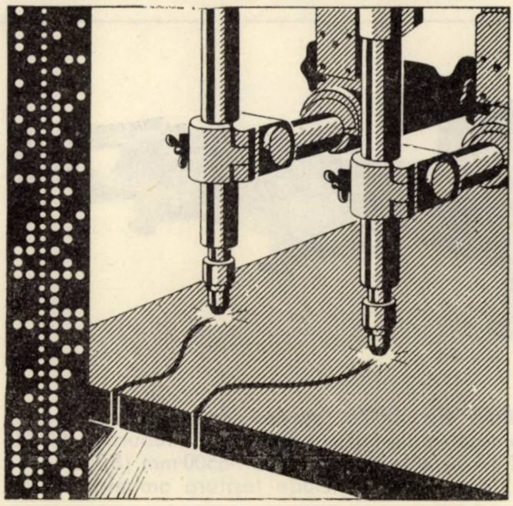
În ciuda dimensiunilor mici, această mașină tip QUICKY se caracterizează printr-o înaltă productivitate și robustețe. Nu este de mirare că în prezent în întreaga lume funcționează peste 27 000 de mașini Quicky.



CE ESTE IMPORTANT LA TĂIEREA COLȚURILOR ?

O mare viteză și o înaltă precizie. Acestea sînt cerințele care par la prima vedere incompatibile, dar care sînt îndeplinite de toate mașinile mari de tăiere autogenă Messer Griesheim: o precizie reproductibilă de 0,4 mm și o viteză de lucru de 6000 mm/min, așa cum este necesar pentru tăieri cu plasmă. Și aceasta la colțuri de 90° și o rază de 2,5 cm.

Aceasta este o realizare apreciabilă pentru o mașină grea de tăiat autogenă. Este rezultatul unei construcții care împletește o maximă rigiditate cu un randament optim.



DE CE MAȘINILE MARI FAC MAI IEFTINĂ PRODUCȚIA ?

Mașinile de tăiere autogenă au ajuns la un înalt grad de maturitate tehnică și la o utilizare multilaterală. Mașinile Messer Griesheim nu sînt echipate numai cu un agregat de 3 arzătoare care pot executa tăieri circulare oblice pentru îmbinări în colț fără ca furtunurile să se încurce. Ele pot executa după model și tăieri de profil identice.

Valoarea acestor avantaje tehnice este mărită prin comanda numerică, prin intermediul unei benzi perforate care conține toate informațiile referitoare la tăiere și funcțiile suplimentare ale arzătoarelor, ca de exemplu ridicare, coborîre etc.

Benzile perforate sînt mai exacte decît desenele, înlocuiesc în parte graficele (valorile unei curbe sînt calculate și transformate în sisteme de perforare) și sînt mai ușor de reprodus.

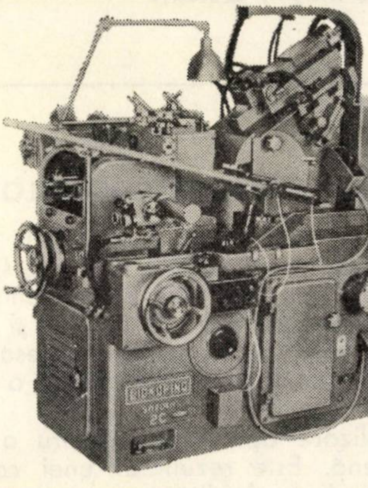
MESSER GRIESHEIM

Messer Griesheim GmbH. Schweisstechnik 6 Frankfurt am Main
Republica Federală a Germaniei
Einemstrasse 9, telefon (0311) 2119001
Büro/Ost. 1 Berlin 30

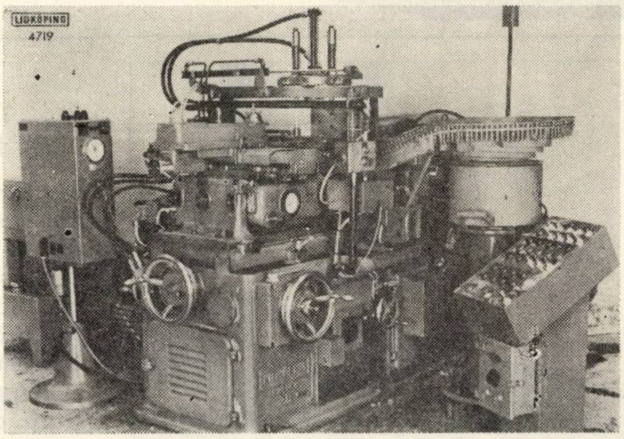
LIDKÖPING

MAŞINI-UNELTE

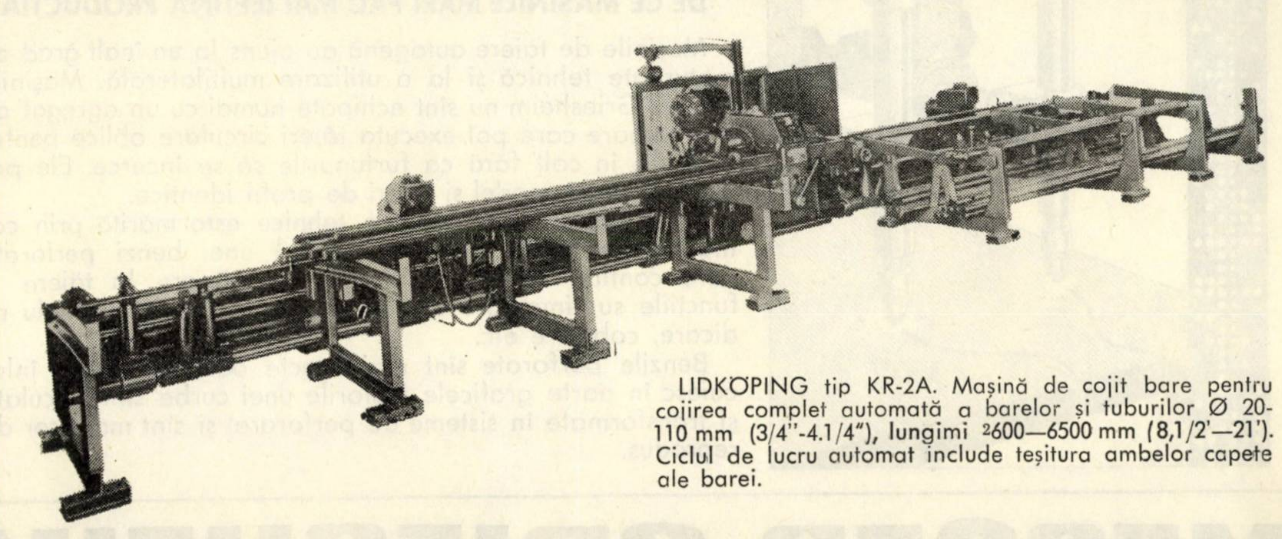
PENTRU O PRODUCŢIE COMPLET AUTOMATĂ



LIDKÖPING No. 2C. Maşină de rectificat fără vîrfuri, echipată pentru rectificare cu avans transversal, complet automată, pentru căi de rulare cu arbore de pompă cu apă. Încărcarea, descărcarea, ajustarea şi compensarea sînt automate. Alimentarea se face cu un alimentator prin împingere cu un depozit care înmagazinează 60 repere. Ajustarea se face cu un diamant rotativ, cu fixare.



LIDKÖPING No. 3B/U. Maşină de rectificat fără vîrfuri, pentru rectificarea complet automată a articulaţiilor sferice pentru automobile, cîte două simultan. Caracteristicile operaţiei de reglare sînt : calibrare automată şi prelucrare automată prin rolă cu diamante rotativă cu corecţie automată pentru cantitatea preluată din discul de rectificat.



LIDKÖPING tip KR-2A. Maşină de cojit bare pentru cojirea complet automată a barelor şi tuburilor Ø 20-110 mm (3/4"-4.1/4"), lungimi 2600—6500 mm (8,1/2'—21'). Ciclul de lucru automat include teşitura ambelor capete ale barei.

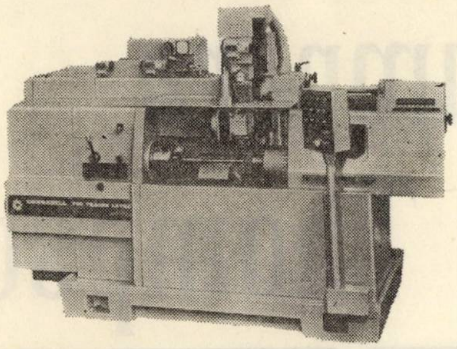
LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AKTIEBOLAG

LIDKÖPING SWEDEN

PUBLICOM

Pentru a mări productivitatea

STRUNJIRE



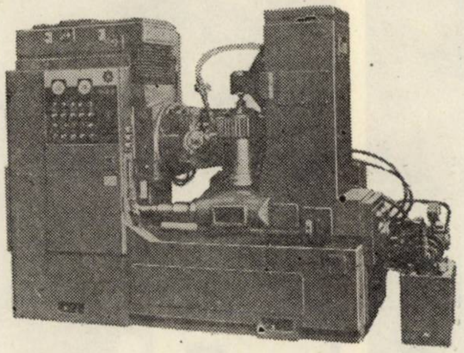
P60 Strung trasor

P60 este conceput pentru industriile cu producţie de masă care necesită o îndepărtare rapidă de metal şi o prelucrare ciclică rapidă—sau o producţie de serie mică discontinuă în care este esenţială o ajustare rapidă şi multilaterală. Noul ghidaj la 90° al trasorului cu cuţit ajustabil permite o mare varietate de lucru intern şi extern, inclusiv prelucrare de praguri pătrate. Se pot livra console pentru o mare varietate de prelucrări interne şi externe.

Această maşină poate fi dotată cu dispozitiv de control mecanic.

Max. dimensiunii reperului	762 mm diam.
Max. înălţimea vîrfurilor diam.	406 mm
Variaţie în prelucrarea suprafeţelor	152 mm
Motorul principal	10/15 CP

PRELUCRARE DE ROŢI DINŢATE PRIN FREZARE



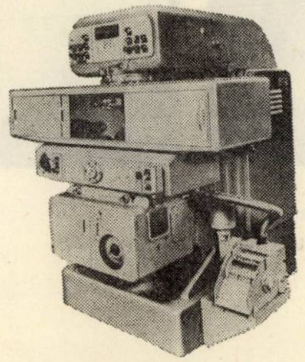
Freză melc pentru tăierea dinţilor pentru angrenaje

O maşină de frezat dinţi cu freză-melc prin rulare cu timpi ai ciclurilor economice şi cu un marc ritm de producţie, cu o mare rigiditate a structurii şi cu o precizie a transmisiei stabilă. Utilajul auxiliar include un dispozitiv corector electronic pentru precizie mare ; posibilitate de tăiere dublă pentru roţi dinţate cu pas mare cerînd finisare şi precizie pe suprafeţe mari ; dispozitiv de copiere pentru strunjire sferică, cilindrică şi conică. Sistem de încărcare automatic, uşor de aplicat, justifică operaţii automate în prelucrări de serie mică discontinuă. Maşina de frezat poate fi livrată cu o transmisie melc, cu dispozitive pentru variat alimentarea.

Capacitatea — maşina standard

Max. diam. piesei de prelucrat	400 mm
Max. pasului (conform cu diam.)	8 mod.
Max. diam. butucului	160 mm
Max. lung. butucului	178 mm

PRELUCRARE DE ROŢI DINŢATE PRIN ŞEVERUIRE



Maşină universală pentru prelucrat roţi dinţate prin şeveruire

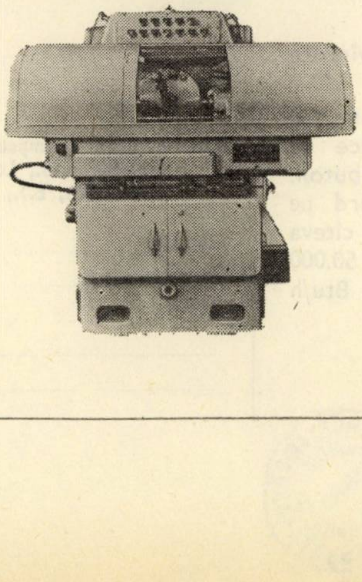
Procedeul de a realiza roţi dinţate prin şeveruire este în mod deosebit indicat pentru o producţie de serie mică discontinuă sau pentru o producţie de masă de roţi dinţate de calitate ridicată, permiţînd o economie de timp considerabilă în comparaţie cu alte metode. Se poate realiza strunjire sferică sau sferică şi conică, precum şi şeveruire paralelă.

Prin întrebuinţarea de cuţite de şeveruire de mare precizie pentru roţi dinţate se garantează obţinerea unei prelucrări precise. Construcţia maşinilor Churchill pentru obţinerea de roţi dinţate prin şeveruire asigură obţinerea permanentă a acestei precizii. Maşina se reglează uşor ; întreţinerea este simplă şi necesară la intervale mari.

Maşina de prelucrare de roţi dinţate prin şeveruire fabricată de Churchill se poate adapta uşor la funcţionarea automată ; poate fi instalată ca o linie de legătură, de exemplu pentru a prelucra diferite mărimi de roţi dinţate pe un arbore.

Capacităţi	25,4 — 457 mm diametru exterior
Modul	1,75 — 6 Modul
Diametrul de tăiat	250 mm max.

PRELUCRARE DE ROŢI DINŢATE PRIN HONUIRE



Maşini Churchill de honuire de mare viteză

Prelucrarea prin honuire Churchill asigură o finisare îmbunătăţită a suprafeţei, fără a se reduce precizia formei dintelui. Procedeul este necostisitor — întrebuinţat larg în fabricaţia auto şi în industrii similare care cer angrenaje de mare calitate şi cost redus.

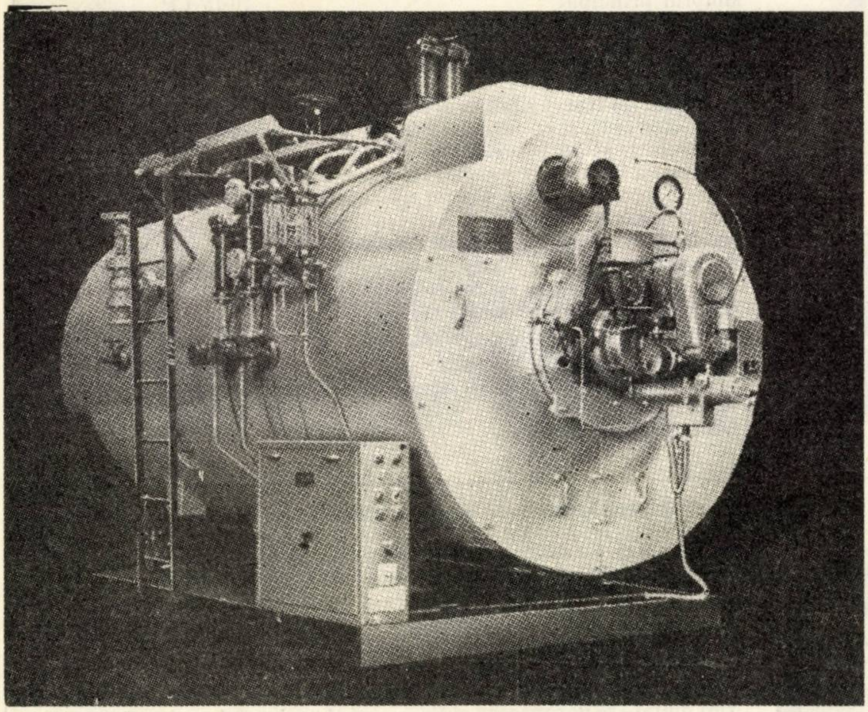
Diametrul maxim de honuire	244 mm
Diametrul maxim al roţii	304,8 mm

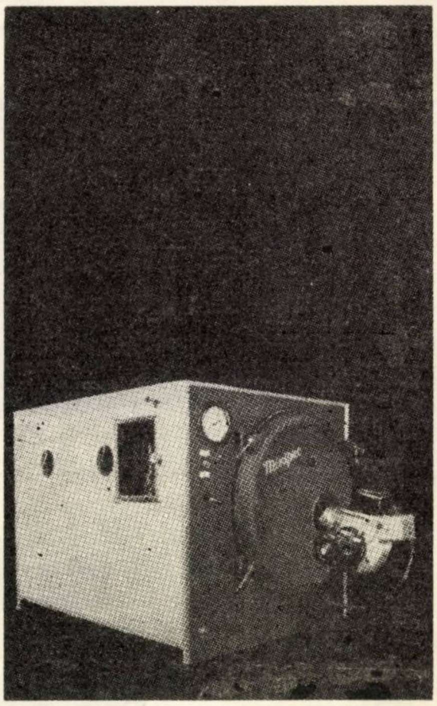
Charles Churchill Ltd
Coventry Road Birmingham 25. England. Telex : 338703.

CHURCHILL

PUBLICOM

Şase motive importante pentru a cumpăra un cazan John Thompson





1. Gamă de cazane complet automate cu preţuri economice — se poate cumpăra tipul Minipac de 1 milion de BTu/h pentru mai puţin decît 1000 lire sterline.
2. Livrare în timp scurt.
3. Verificat complet în funcţiune înainte de expediere.
4. Instalare simplă şi rapidă.
5. Randament ridicat în permanenţă.
6. Posibilitate de a încheia contracte de întreţinere după vînzare

Multipac, Aquapac, Minipac, Demipac — gama de cazane John Thompson este livrată complet cu toate instalaţiile auxiliare. Se poate trece de la conducerea manuală la conducerea automată prin apăsarea unui buton. S-a prevăzut de asemenea o conducere manuală de avarie standard pe toate cazanele Multipac şi Demipac. Supravegherea necesită numai cîteva minute pe zi. Dacă aveţi nevoie de abur de la 250 lb/h pînă la 50.000 lb/h, sau apă caldă de la 250.000 Btu/h pînă la 50.000.000 Btu/h luaţi legătura cu John Thompson.

JOHN THOMPSON SHELL BOILER DIVISION

London Road, Glasgow, E.1., Scotland

Către: John Thompson (Shell Boiler Division) Ltd., London Road, Glasgow, E.1., Scotland

Numele ....

Întreprinderea ....

Adresa ....

....

.... **CDM 40**

PUBLICOM

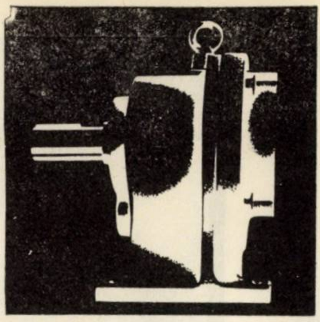
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ANGRENAJ ȘI MOTOR asamblate pentru montaj — aceasta este soluția pentru toți care doresc o antrenare la turație joasă.

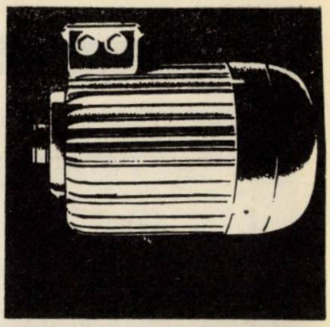
La motoarele cu reductor VEM, motorul electric asincron și reductorul formează o unitate de acționare, compactă și închisă, care poate fi montată ușor în orice loc.

Pentru turații de 1,6...400 rot/min vă oferim un interval de putere de la 0,12...7,5 kW, exact motorul cu reductor pe care îl căutați.

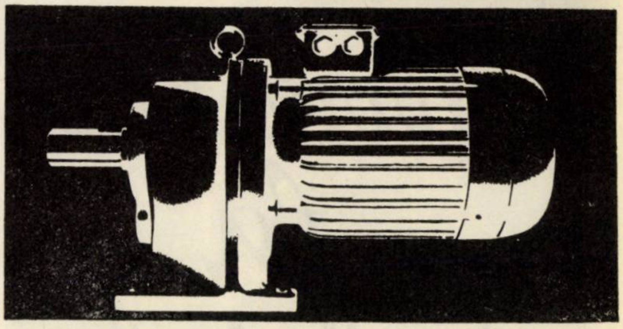
Cereți informații. Merită acest mic efort, căci aceste mecanisme de antrenare sînt mai ieftine decît poate vă închipuiți.



+



=



VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

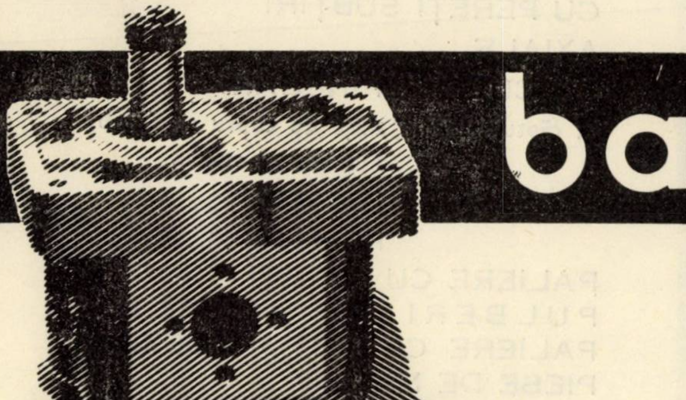
Exportator :

Elektrotechnik

EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK-
DDR 104 BERLIN CHAUSSEESTRASSE 111 112

Cei interesați se pot adresa la următoarea adresă:
Technisch-Kommerzielles Büro
DIA Elektrotechnik bei der HPA
Ambasada RDG din RSR
Calea Dorobanților 14, București



balkancar

Produce pompe hidraulice cu angrenaje și distribuitoare, cu utilizări universale, sub licența Societății engleze PLESSEY UK.

Grupa	Tipul	P kgf/cm^2	Ql/min la 1000 rot/min	n rot/min	Greutatea kg
β	027–096	175	1,22 – 4,36	3500	0,8
β	10– 42	175	4,5 –19,0	3500	2
γ	43– 94	175	19,5 –42,6	2500	4
γ	95–165	150	43 –75	2000	8
γ	170–325	150	77 –147	1750	26

Pompele hidraulice cu angrenaj BALKANCAR sînt deosebit de convenabile pentru antrenarea hidraulică a mașinilor agricole, de lucrări de drumuri, de manutanță, de lucrări miniere, de asemenea în domeniul construcțiilor navale și în metalurgie, pentru automatizarea și mecanizarea diverselor procese tehnologice.

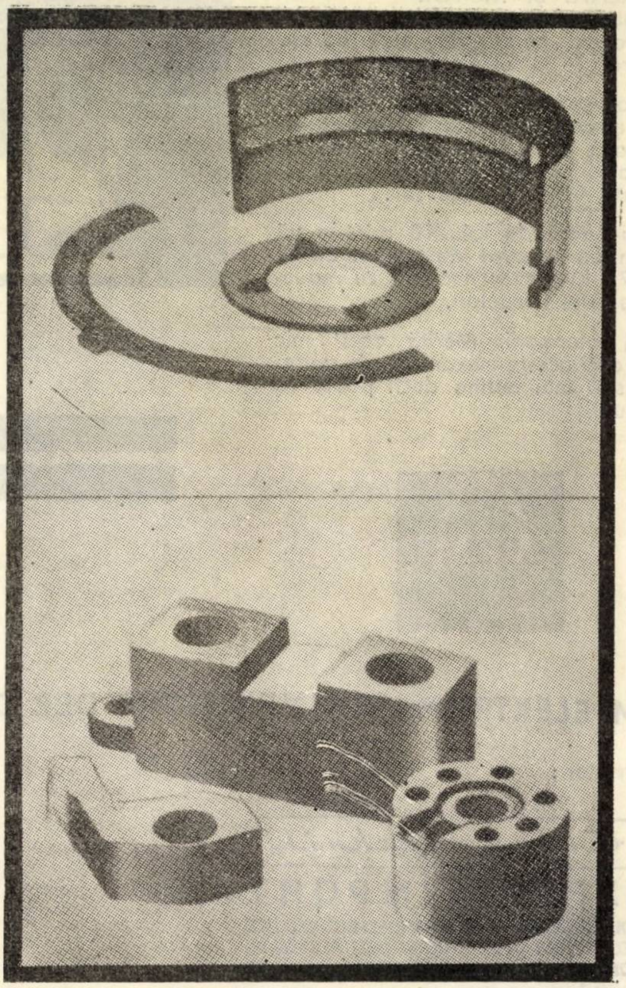
BALKANCAR produce, de asemenea, filtre, cricuri (cu simplu și dublu efect), supape de siguranță și de preaplin, obturatoare, clapete anti-retur și alte dispozitive hidraulice de reglare și comandă.

Informații detaliate și oferte:

BALKANCARIMPEX Bulgaria Sofia 5, Str. Áksakov Telefon 88-53-21 telex 386

PUBLICOM

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA



PALIERE DE ALUNECARE
CU PEREȚI SUBȚIRI
AXIALE
CU CUZINEȚI INELARI
cu căptușeală din aliaje de cupru și plumb
aluminiu și staniu,
PTFE (DU)
Poliacetal (DX)
PALIERE CU PEREȚI GROȘI
PULBERI DE METALE
PALIERE CU AUTOUNGERE
PIESE DE MAȘINI
FILTRE

Fabrica ZVL Mokraď

Exportă și oferă servicii tehnice

PUBLICOM

INVESTA

INVESTA PRAHA 7
tř. Dukelských hrdinu 47

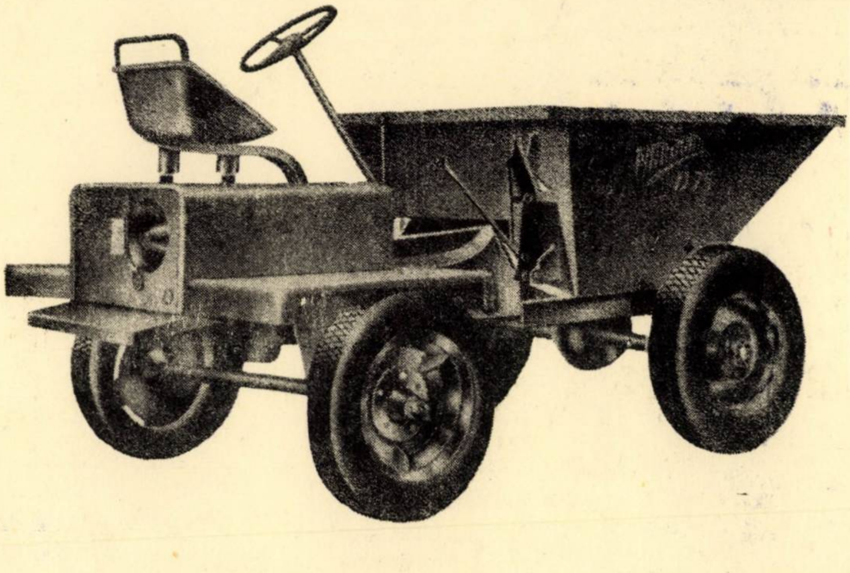
dumper pitic 15 CP
750 l
UMMUM
BAIA-MARE
UMMUM

UMMUM
BAIA-MARE

DUMPER
PITIC 15 cp
750 l.

Bascularea cupei pentru descărcare se face cu ajutorul unei manete prin deblocarea sistemului de zăvorîre cu pîrghii. După descărcare cupa se basculează la loc manual, zăvorîrea făcîndu-se automat.

Caracteristici: greutatea proprie 1098 kg; sarcina utilă maximă 1 500 kg; volumul cupei 0,75 m^3; viteza I 4,31 km/h; viteza II-a 7,67 km/h; viteza III-a 12,5 km/h; viteza IV-a 20,6 km/h; mers înapoi 3,52 km/h; motor S-18 15 CP; benzină E 75 STAS 43-60; turație maximă 3 000 rot/min; consum specific 400 g/CP; rezervor benzină 28,5 l; raza minimă de viraj 3,9 m; panta maximă, la viteza I, încărcat, $37^{0}/_{0}$; distanța la sol 215 mm.



1969

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

E 3279

R

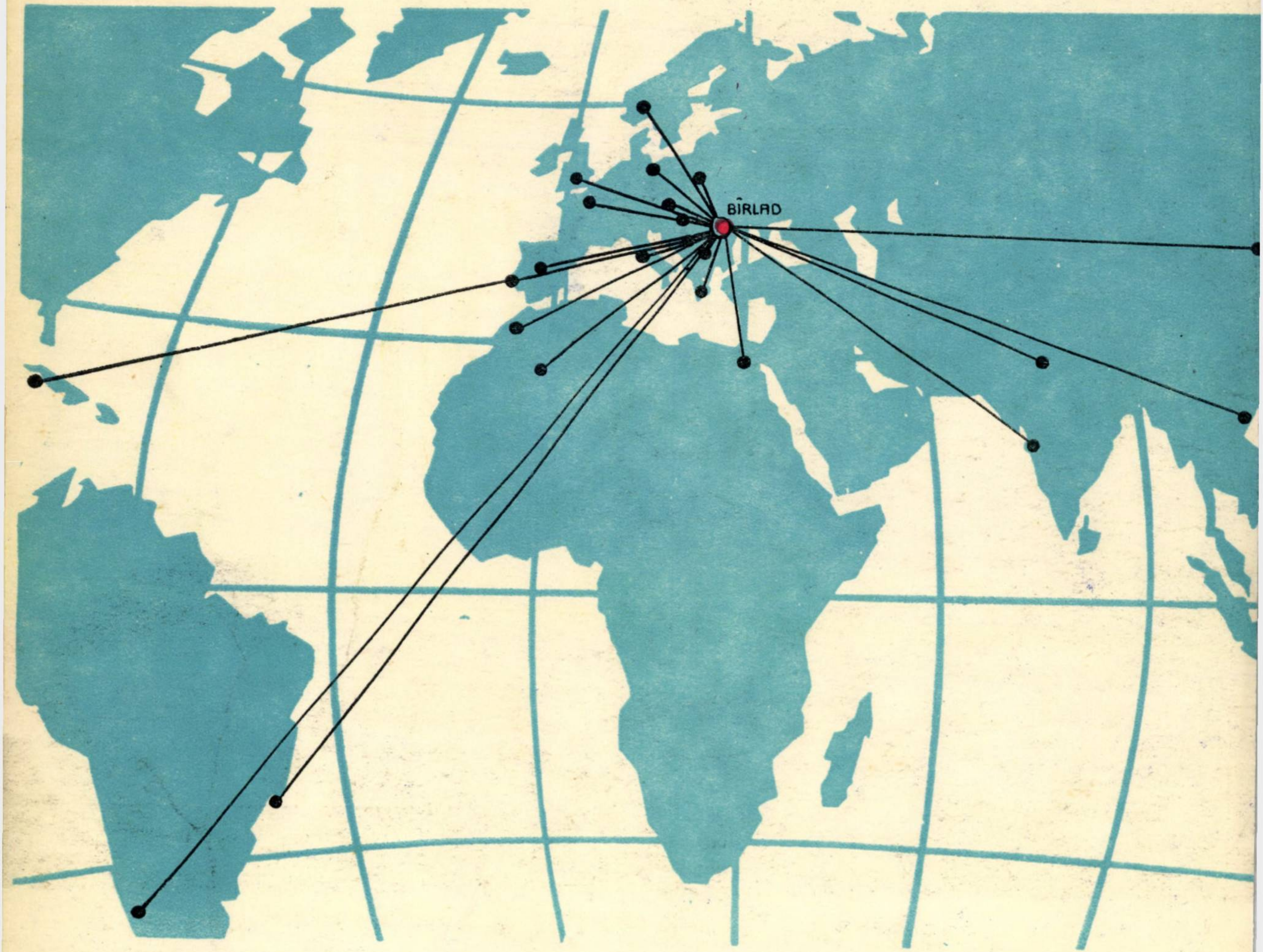
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr. 6 • IUNIE 1969

Cr 2
n 3.

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

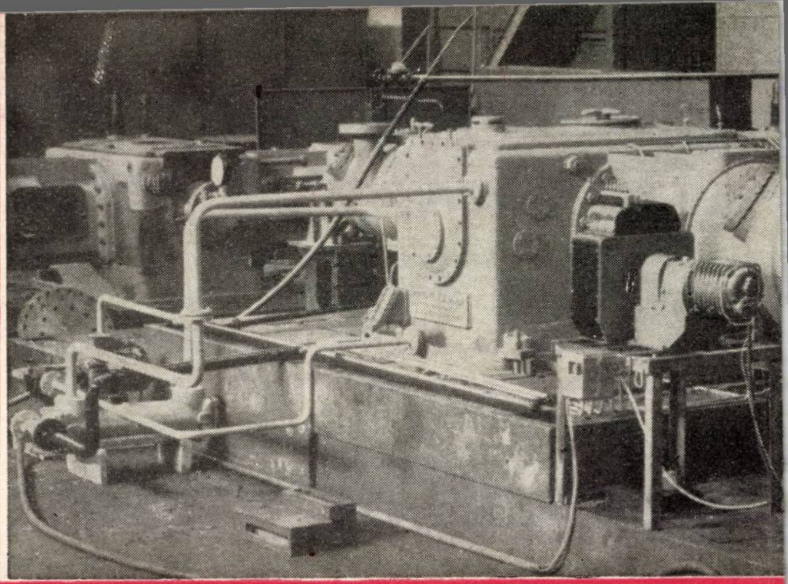
- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

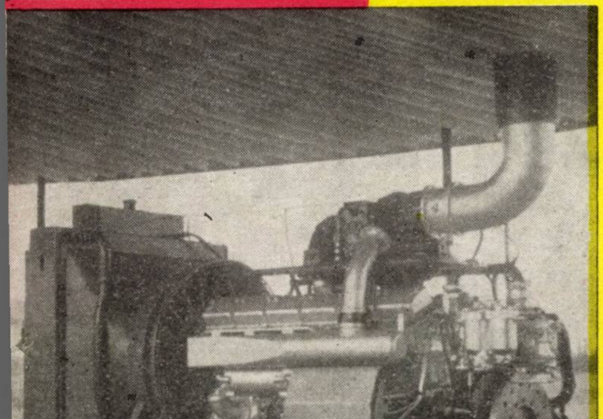
Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienilor Nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanţi pentru străinătate: „AUTOTRACTOR" Bucureşti • Str. Lipscani Nr. 19

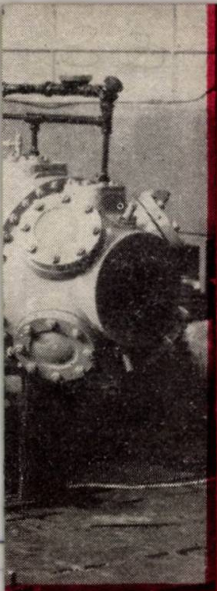


UZINA

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ:

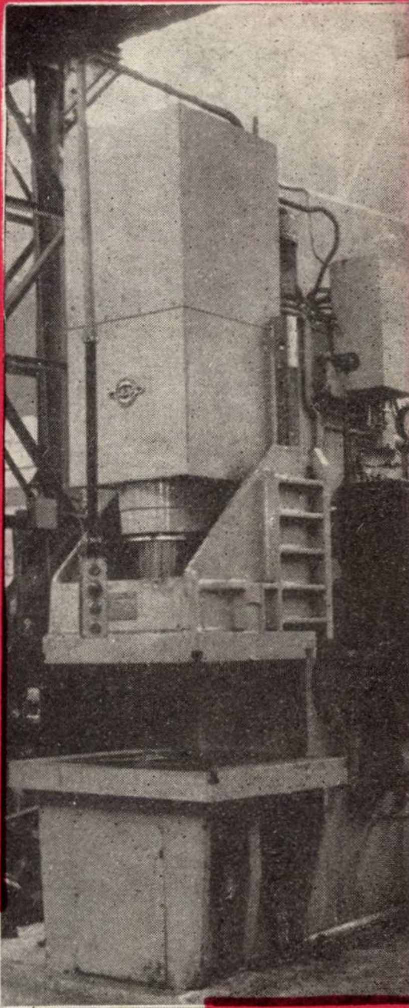
- Locomotive Diesel hidraulice de 150-250 CP, ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 350-450 CP, ecartament îngust 750-785 mm și ecartament 1435 mm
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200-550 CP și cu 12 cilindri, de 400-1200 CP
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350-860 CP
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6-18 kgf/cm^2
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.)
- Utilaje pentru oțelării
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi)
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 și 5 t/șarjă și cu gaze, vagoneți etc.)
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

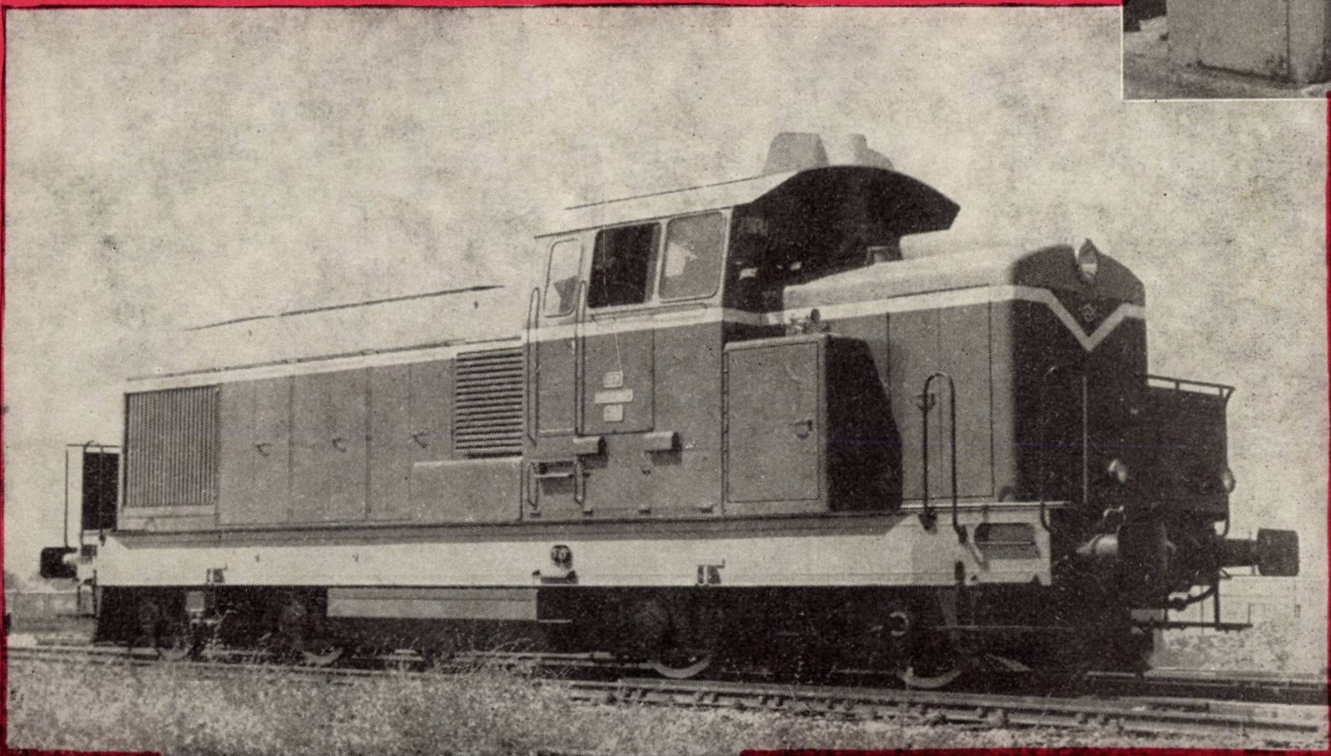




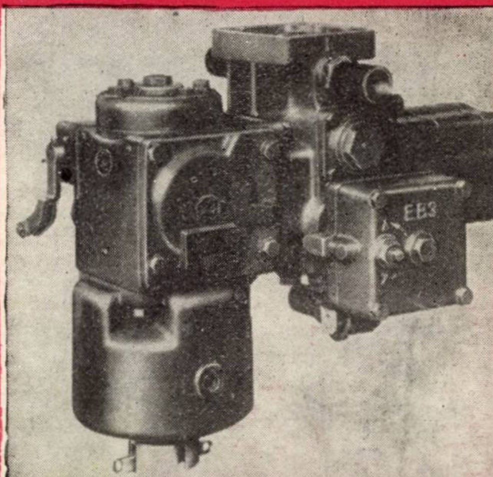
23 AUGUST

BUCUREȘTI • BUL. MUNCII 256 • TEL. 21.60.30





FAUR



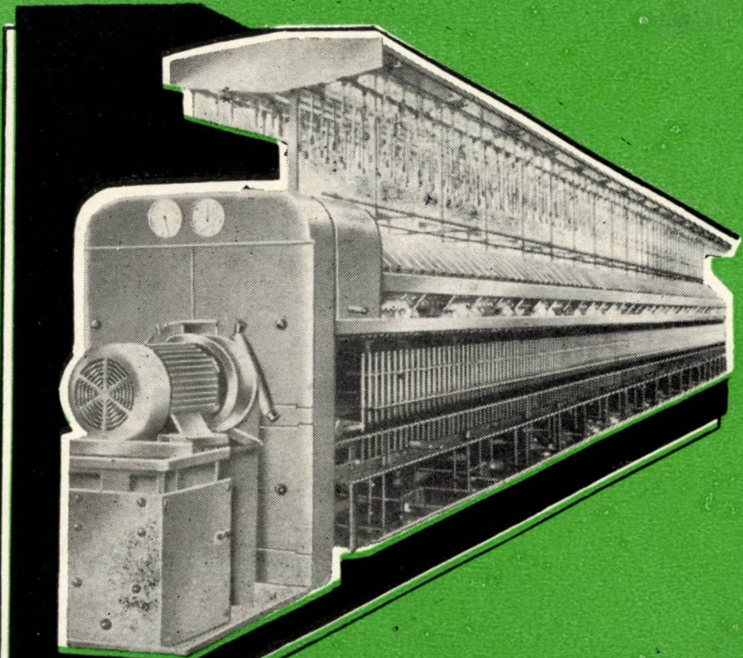
UZINA UNIREA CLUJ

PRODUCE

PENTRU PIATA INTERNA SI EXTERNA

- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice

- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb



MAŞINĂ DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ TIP 2FLP se construieşte cu un număr de 84—468 fuse, din 12 în 12, cu o turaţie a fuselor de 7000 11000 rot/min şi torsiunea de 248—1091 răs/min

UZINA „UNIREA" Cluj, Piaţa 1 Mai 2

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, IUNIE, Nr. 6, 1969

CUPRINS

MIHĂILESCU, AL.: **Editorial** 335

CRISTEA, V.: **Determinarea capacității de încărcare a rulmenților de la roțile mecanismului macara-geamblac.** 341

PELIGRAD, N.: **Probleme teoretice și experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte și paletele rotorului pompă reglabile.** 345

NICOARĂ, E.: **Soluție nouă și metode moderne de calcul pentru mast-substructură în vederea realizării unor instalații competitive pe plan mondial.** 352

RAMBOLTZ, V.: **Posibilități de îmbunătățire ale caracteristicilor funcționale ale meselor rotative.** 368

BELOIU, M. ȘI RAMBOLTZ, V.: **Trasarea profilului unui dinte cu aplicații la determinarea coeficientului de formă al roților dințate.** 373

BUȚAN, A.: **Aplicarea sudării Arc-atom la armarea cu rellit a conurilor sapelor de foraj pentru terenuri dure.** 377

PODEANU, C.: **Îmbunătățirea performanțelor de exploatare a sapelor de foraj cu trei conuri prin aplicarea unor procedee moderne de tratamente termochimice.** 382

BIRT, C. ȘI WEISS, G.: **Realizarea de piese complicate, specifice utilajului petrolier, prin brazare.** 388

TOGĂNEL, G.: **Construcții moderne în domeniul utilajului petrolier prin aplicarea extinsă a îmbinării fixe prin presare hidraulică.** 390

BREVET ● DOCUMENTARE ● RECENZIE ● CRONICĂ

Acest număr cuprinde o parte din lucrările prezentate la a III-a sesiune de comunicări tehnico-științifice a Institutului de proiectări și cercetări utilaj petrolier — IPCUP.

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

Mihăilescu, Al. : **Editorial.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 335–340

CZ 621.873.7.057 : 621.822.7

Cristea, V. : **Determinarea capacității de încărcare a rulmenților de la roțile mecanismului macara-geamblac.**

Se propune o metodă de calcul la solicitări variabile pentru determinarea capacității de încărcare a rulmenților rolelor de cablu ale mecanismului macara-geamblac.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 341–345

CZ 621–585.2 :621.67–253.5

Peligrad, N. : **Problemele teoretice și experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte și paletele rotorului pompă reglabile.**

Se realizează o analiză teoretică și experimentală a parametrilor funcționali ai convertizoarelor hidraulice de cuplu cu trei trepte și cu paletele pompei reglabile, utilizate în cadrul instalațiilor de foraj cu acționare electrică.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 345–351

CZ 622.24.05.001.24

Nicoară, E. : **Soluție nouă și metode moderne de calcul pentru mast-substructură în vederea realizării unor instalații competitive pe plan mondial.**

Se propun o serie de soluții constructive noi și metode de calcul moderne în vederea măririi competitivității pe plan mondial a construcțiilor metalice pentru instalațiile de foraj realizate în țară.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 352–367

CZ 621.833 : 622.24.054

Ramboltz, V. : **Posibilități de îmbunătățire ale caracteristicilor funcționale ale meselor rotative.**

Se analizează posibilitatea de îmbunătățire a parametrilor funcționali ai angrenajului conic și ai rulmentului superior al rotorului ce intră în construcția meselor rotative.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 368–372

CZ 621.833

Beloiu, M. și *Ramboltz, V.* : **Trasarea profilului unui dinte cu aplicații la determinarea coeficientului de formă al roților dințate.**

Se propune o metodă de determinare analitică a profilului unui dinte în scopul determinării coeficientului de formă pentru danturi realizate prin rostogolire cu scule de parametri neuzuali.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 373–376

CZ 621.791.85 : 622.24.051

Buțan, A. : **Aplicarea sudării Arc-atom la armarea cu rellit a conurilor sapelor de foraj pentru terenuri dure.**

Se evidențiază metodica folosită pentru armarea cu material dur a conurilor sapelor de foraj prin sudare cu hidrogen atomic.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 377–381

CZ 621.785 : 622.24.051

Podeanu, C. : **Îmbunătățirea performanțelor de exploatare a sapelor de foraj cu trei conuri prin aplicarea unor procedee moderne de tratamente termochimice.**

Se prezintă o serie de procedee moderne pentru tratarea termică și termochimică a elementelor sapelor de foraj cu trei conuri în vederea îmbunătățirii performanțelor de exploatare respective.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 382–387

CZ 621.791.36 : 622.24.051

Birt, C. și *Weiss, G.* : **Realizarea de piese complicate, specifice utilajului petrolier, prin brazare.**

Se examinează unele aspecte ale procedeului de îmbinare prin brazare, utilizabil în cazul pieselor complicate specifice utilajului petrolier.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 388–390

CZ 621.88.084 : 622.24.051

Togănel, G. : **Construcții moderne în domeniul utilajului petrolier prin aplicarea extinsă a îmbinării fixe prin presare hidraulică.**

Se prezintă unele aspecte caracteristice ale procedeului de îmbinare prin presare hidraulică.

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 6, p. 390–391

СОДЕРЖАНИЕ

Михэилеску, Ал.: **Передовая статья.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 335–340

ДК 621.873.7 :057 : 621.822.7
Кристя, В.: **Определение нагрузочной способности подшипников на колесах механизма кран-кронблок.**

Предлагается метод расчета при переменных нагрузках для определения нагрузочной способности подшипников кабельных роликов механизма кран-кронблок.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 341–345

ДК 621–585.2 : 621.67–253.5
Пелиград, Н.: **Теоретические и экспериментальные проблемы, касающиеся гидравлических трехступенчатых преобразователей момента с регулируемыми лопатками насоса.**

Проводится теоретический и експериментальный анализ функциональных параметров гидравлических трехступенчатых преобразователей момента с регулируемыми лопатками насоса, применяемых в буровых установках с электрическим приводом.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 345–351

ДК 622.24.05.001.24
Никоарэ, Е.: **Новое решение и современные методы вычисления мачты — нижнее строение в целях осуществления установок, которые могли бы конкурировать в мировом масштабе.**

Предлагается ряд новых конструктивных решений и современных методов расчета в целях усиления позиции в мировом масштабе металлических конструкций для буровых установок, осуществленных в Румынии.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 352–367

ДК 621.833 : 622.24.054
Рамбольц, В.: **Возможности улучшения функциональных характеристик буровых роторов.**

Анализируется возможность улучшения функциональных параметров конического зацепления и верхнего ролика ротора, которым оснащены конструкции буровых роторов.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 368–372

ДК 621.833
Белоиу, М. и *Рамбольц, В.:* **Разметка профиля вставного зуба при определении коэффициента формы шестерен.**

Предлагается метод аналитического определения профиля зуба с целью определения коэффициента формы зубьев, осуществленных путем качения инструментами с неприменяемыми параметрами.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 373–376

ДК 621.791.85 : 622.24.051
Буцан, А.: **Применение атомно-дуговой сварки при армировании релитом конусов буровых долотов для твердой почвы.**

Описывается метод, применяемый для армирования твердыми материалами конусов буровых долотов путем атомно-водородной сварки.
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 377–381

ДК 621.785 : 622.24.051
Подяну, К.: **Улучшение эксплуатационных показателей трехконусных буровых долотов путем применения современных способов термохимической обработки.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 382–387

ДК 621.791.36 : 622.24.051
Бирт, К. и *Вайсс, Г.:* **Осуществление сложных деталей, специфических для нефтяного оборудования, путем крепкого припоя.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 388–390

ДК 621.88.084 : 622.24.051
Тогэнел, Г.: **Современные конструкции в области нефтяного оборудования благодаря широкому применению глухого соединения путем гидравлического прессования.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, стр. 390–391

INHALTSVERZEICHNIS

Mihăilescu, Al.: **Leitartikel.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6. S. 335–340

DK 621.873.7.057 : 621.822.7
Cristea, V.: **Bestimmung der Belastungsfähigkeit der Wälzlager an den Rädern des Oberblocks.**

Es wird ein Verfahren zur Berechnung der veränderlichen Beanspruchung für die Bestimmung der Belastungsfähigkeit der Wälzlager an den Kabelrollen des Oberblocks dargelegt.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 341–345

DK 621–585.2 : 621.67–253.5
Peligrad, N.: **Theoretische und experimentelle Probleme in bezug auf die dreistufigen hydraulischen Drehmomentwandler mit verstellbaren Pumpenradflügeln.**

Der Verfasser analysiert vom theoretischen und experimentellen Standpunkt aus, die Funktionsparameter der dreistufigen hydraulischen Drehmomentwandler mit verstellbaren Pumpenradflügeln, die in elektrisch betriebenen Bohranlagen verwendet werden.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 345–351

DK 622.24.05.001.24
Nicoară, E.: **Eine neue Lösung und moderne Berechnungsmethoden für den Turmunterbau im Hinblick auf die Erzeugung von Anlagen, die auf dem Weltmarkt konkurrenzfähig sind.**

Es werden eine Reihe neuer Baulösungen und moderner Berechnungsmethoden vorgeschlagen, die dazu bestimmt sind die Konkurrenzfähigkeit der in Rumänien erzeugten Metallkonstruktionen für Bohranlagen auf dem Weltmarkt zu erhöhen.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 352–367

DK 621.833 : 622.24.054
Ramboltz, V.: **Verbesserungsmöglichkeiten der Betriebskennlinien der Drehtische.**

Es wird die Möglichkeit einer Verbesserung der Betriebsparameter des Kegelgetriebes und des oberen Wälzlagers des Rotors im Aufbau des Drehtisches analysiert.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 368–372

DK 621.833
Beloiu, M. und *Ramboltz, V.:* **Anreissen eines Zahnprofils und Anwendung zur Bestimmung des Formkoeffizienten der Zahnräder.**

Es wird eine Methode zur analytischen Bestimmung eines Zahnprofils, im Hinblick auf die Ermittlung des Formkoeffizienten für eine, durch Wälzen mit Sonderwerkzeug gefertigten Zahnung vorgeschlagen.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 373–376

DK 621.791.85 : 622.24.051
Buţan, A.: **Anwendung des Arcatom-Schweissens für die Rellitauftragung am Bohrmeisselkegel für harte Böden.**

Der Verfasser beschreibt das für die Hartauftragung auf Bohrmeisseln verwendete Verfahren durch Schweissen mit atomischem Wasserstoff.
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 377–381

DK 621.785 : 622.24.051
Podeanu, C.: **Verbesserung der Nutzleistung der Bohrmeissel mit drei Kegeln durch Anwendung moderner Verfahren der thermochemischen Behandlung.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 382–387

DK 621.791.36 : 622.24.051
Birt, C. und *Weiss, G.:* **Fertigung komplizierter, für Erdölausrüstungen bestimmter Werkteile durch Löten.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 388–390

DK 621.88.084 : 622.24.051
Togănel, G.: **Moderne Konstruktionen im Bereich der Erdölausrüstung durch die ausgedehnte Anwendung der starren Verbindungen durch hydraulisches Pressen.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 6, S. 390–391

SOMMAIRE

Mihăilescu, Al. : **Éditorial.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 335–340

CD 621.873.7.057 : 621.822.7

Cristea, V. : **La détermination de la capacité de chargement des roulements des roues du mécanisme grue — crown-block.**

On propose une méthode de calcul aux sollicitations variables pour la détermination de la capacité de chargement des roulements des poulies de câble qui font partie du mécanisme grue — crown-block.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 341–345

CD 621–585.2 : 621.67–253.5

Peligrad, N. : **Problèmes théoriques et expérimentaux concernant les convertisseurs hydrauliques de couple à trois échelons et aux aubes de la pompe réglables.**

On analyse du point de vue théorique et expérimental les paramètres fonctionnels des convertisseurs hydrauliques de couple à trois échelons et aux aubes de la pompe réglables, employés dans les installations de forage à commande électrique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 345–351

CD 622.24.05.001.24

Nicoară, E. : **Nouvelle solution et méthodes modernes de calcul pour l'ensemble mât-substructure en vue de réaliser des installations compétitives sur le plan mondial.**

On indique des solutions nouvelles et des méthodes modernes de calcul en vue de rendre compétitives sur le plan mondial les constructions métalliques pour installations de forage réalisées en Roumanie.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 352–367

CD 621.833 : 622.24.054

Ramboltz, V. : **Possibilités d'amélioration des caractéristiques fonctionnelles des tables rotary.**

L'auteur examine les possibilités d'amélioration des paramètres fonctionnels de l'engrenage conique et du roulement supérieur du rotor, éléments qui entrent dans la construction des tables rotary.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 368–372

CE 621.833

Beloiu, M. et *Ramboltz, V.* : **Le traçage du profil d'une dent et quelques applications concernant la détermination du coefficient de forme des roues dentées.**

On présente une méthode de détermination analytique du profil d'une dent dans le but de déterminer le coefficient de forme pour les dentures réalisées par roulement avec des outils ayant des paramètres non usuels.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 373–376

CD 621.791.85 : 622.24.051

Buţan, A. : **Soudage Arc-atome pour armer avec du rellite les cônes des trépans pour terrains durs.**

On expose la méthode du soudage à l'hydrogène atomique employée pour armer avec des matériaux durs les cônes des trépans.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 377–381

CD 621.785 : 622.24.051

Podeanu, C. : **L'amélioration des performances d'exploitation des trépans à trois cônes par l'application des procédés modernes de traitement thermochimique.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 382–387

CD 621.791.36 : 622.24.051

Birt, C. et *Weiss, G.* : **La réalisation par brasage des pièces compliquées de l'outillage pétrolier.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 388–390

CD 621.88.084 : 622.24.051

Togănel, G. : **Constructions modernes dans le domaine de l'outillage pétrolier réalisées par l'application extensive de l'assemblage fixe exécuté par pressage hydraulique.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 6, p. 390–391

CONTENTS

Mihăilescu, Al. : **Leading article.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 335–340

DC 621.873.7.057 : 621.822.7

Cristea, V. : **Determining the charging capacity of the bearings from the wheels of the crane-crown mechanism.**

A method of calculating the variable strains in order to determine the charging capacity of the bearings of cable pulleys in the crane-crown mechanism is suggested.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 341–345

DC 621–585.2 : 621.67–253.5

Peligrad, N. : **Some theoretical and experimental problems concerning the hydraulic couple converters with three steps and adjustable pump rotor blades.**

The paper contains a theoretical and experimental analysis of the functional parameters of the hydraulic couple converters with three steps and adjustable pump blades, used within the electrically driven drilling rigs.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 345–351

DC 622.24.05.001.24

Nicoară, E. : **A new solution and up-to-date calculus methods for mast-substructure in view of obtaining some world-wide competitive installations.**

A series of new constructive solutions and up-to-date calculus methods aiming at increasing the world-wide competitivity of metal structures for the Romanian-made drilling rigs is suggested.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 352–367

DC 621.833 : 622.24.054

Ramboltz, V. : **Possibilities of improving the functional characteristics of rotary tables.**

The possibility of improving the functional parameters of the taper gearing and the higher bearing of the rotor involved in the construction of rotary tables is analysed.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 368–372

DC 621.833

Beloiu, M. and *Ramboltz, V* : **Tracing a tooth profile with applications to the determination of the form coefficient of toothed wheels.**

A method of analytically determining the profile of a tooth in order to determine the form coefficient for toothings achieved by rolling with tools of unusual parameters is proposed.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 373–376

DC 621.791.85 : 622.24.051

Buţan, A. : **The application of the Atom-arc welding to the rellite-reinforcement of the drilling bit cones for hard soils.**

The method used for reinforcing with hard material the cones of drilling bits by welding with atomic hydrogen is described.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 377–381

DC 621.785 : 622.24.051

Podeanu, C. : **Improving the exploitation performances of drilling bits with three cones by applying some up-to-date thermochemical treatments.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 382–387

DC 621.791.36 : 622.24.051

Birt, C. and *Weiss, G.* : **The production by brazing of complicated parts specific to the oil equipment.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 388–390

DC 621.88.084 : 622.24.051

Togănel, G. : **Up-to-date constructions in the field of oil equipment by the extended application of the fixed joining by hydraulic pressing.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 6, p. 390–391

Contribuţia IPCUP la creşterea competitivităţii utilajului petrolier

Aplicarea consecventă a politicii de industrializare socialistă a ţării a avut ca rezultat dezvoltarea unei puternice industrii constructoare de mașini, în cadrul căreia s-au pus bazele și s-a dezvoltat an de an construcţia de utilaj petrolier.

La această dezvoltare, Institutul de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier (IPCUP) a avut o contribuţie însemnată prin faptul că, promovînd în concepţia utilajului petrolier un punct de vedere unitar, a creat o linie proprie românească fără a recurge la import de licenţe.

Concomitent cu dezvoltarea capacităţilor de producţie și a modernizării proceselor tehnologice s-a dezvoltat și activitatea de concepţie, atît în institut, cît și în uzinele constructoare, asigurîndu-se prin aceasta orientarea întregii ramuri în domeniul asimilării noilor tipuri de instalaţii, mașini și utilaje petroliere destinate forajului și extracţiei.

Datorită specializării și experienţei acumulate, în afara utilajului specific petrolier, a fost proiectată și asimilată întreaga gamă a instalaţiilor de foraj pentru prospecţiuni miniere, precum și instalaţii speciale pentru săparea puţurilor de apă cu diametru mare.

Ca urmare a unei preocupări de dată mai recentă, rezultată dintr-un studiu în care au fost analizate și alte domenii de activitate ale economiei, s-a început proiectarea unei instalaţii necesare întreprinderilor de construcţii pentru compactarea terenurilor slab consolidate. Toate acestea, deși diferă ca domenii de utilizare, au caracteristici constructive și funcţionale asemănătoare celor petroliere.

O dată cu creșterea gradului de tehnicitate a utilajului petrolier românesc, acesta a căpătat o pondere importantă în volumul de export. Astfel din valoarea anuală a volumului de export din ramura construcţiilor de mașini, circa 23% reprezintă utilaj petrolier, iar din acesta peste 75% se datorește documentaţiilor întocmite de IPCUP.

Recunoașterea gradului ridicat de tehnicitate în domeniul utilajului petrolier s-a făcut și la expoziţiile tehnice internaţionale; astfel în afara instalaţiei de foraj 3DH-200 (la Leipzig), o altă instalaţie — F-200 — a devenit în 1967 (la Brno) cîștigătoarea celei de-a doua medalii de aur.

O importanţă deosebită în realizarea unor produse cu performanţe ridicate a avut-o colaborarea dintre institut și uzinele constructoare de utilaj petrolier. Această colaborare a fost îmbunătăţită permanent prin organizarea încă din perioada de elaborare a lucrărilor în institut, de consultări cu tehnologii și proiectanţii din uzină, cum și prin acordarea unei asistenţe tehnice la execuţia prototipurilor în uzină și la experimentarea lor în șantiere. Colaborarea dintre institut și uzinele constructoare a început să se dezvolte cu rezultate promiţătoare și în domeniul lucrărilor de cercetare, colaborarea uzinelor fiind determinantă datorită inexistenţei unei baze proprii de cercetare.

★

In cele ce urmează se menţionează realizările mai importante din ultimii doi ani, cum și preocupările institutului privind liniile directoare în activitatea de cercetare și dezvoltare (proiectare — construcţie) a utilajului petrolier.

A. FORAJ

In vederea ridicării gradului de competitivitate pe pieţele externe și a satisfacerii integrale a oricăror condiţii interne de foraj, sînt în curs de proiectare și asimilare serii noi de instalaţii de foraj.

Instalaţiile din seria „F" sînt caracterizate prin denumirea lor după sarcina maximă la cîrlig, ceea ce permite o mai uşoară comparare cu instalaţiile străine. Faţă de vechea serie, fiecare mărime asigură performanţe cu circa 25% mai ridicate.

Din seria „F" a fost asimilată instalaţia F—200, este în curs de realizare prototipul instalaţiei F—125 şi s-a predat uzinei constructoare proiectul de execuţie al instalaţiei F—320DH. In cursul anului 1969 urmează a se realiza proiectul instalaţiei celei mai grele F—500, rămînînd pentru anul 1970 a se completa seria cu instalaţia cea mai uşoară F—80.

La această serie nouă de tipodimensiuni, la care se acoperă întreaga gamă de adîncimi între 1600 şi 8 500 m adîncime, au fost promovate o serie de principii noi ca:

— reducerea la minimum a coletelor transportabile în vederea simplificării montajului şi transportului;

— montarea pe agregate a tuturor instalaţiilor anexe pentru a se reduce montajul în şantier;

— eliminarea pe cît posibil a montării lanţurilor cu role în şantier, legăturile ce urmează a fi făcute la montaj fiind prevăzute cu axe cardanice;

— înlocuirea cutiilor de viteză cu roţi dinţate de la antrenarea mesei rotative cu transmisii prin lanţ;

— înălţarea podului substructurii la o înălţime care să permită montajul celor mai complicate instalaţii de prevenire;

— ridicarea gradului de mecanizare a instalaţiilor şi asigurarea montajului instalaţiei fără mijloace speciale de ridicare;

— îmbunătăţirea şi completarea instalaţiei de preparare, depozitare, circulaţie şi curăţare a noroiului, asigurîndu-se calităţi şi cantităţi de noroi care să satisfacă cele mai dificile foraje;

— creşterea gradului de dotare a instalaţiilor de foraj, completul de livrare fiind mult mai cuprinzător decît al instalaţiilor proiectate anterior;

— reduceri substanţiale atît ale spaţiului tehnologic cît şi ale volumului de fundaţii.

Pentru compararea instalaţiilor din seria nouă cu tipurile existente în fabricaţie şi pe care urmează să le înlocuiască, sînt de menţionat şi cîţiva indici tehnico-economici.

Astfel, comparînd instalaţia F—125 (80 tf sarcina normală de lucru la cîrlig) cu instalaţia 2DH—75 rezultă:

— pentru turlă, kg/tf, sarcină la cîrlig 148,2 la F—125 şi 206 la 2DH—75;

— la troliu, kg/CP, 18 faţă de 27;

— la complete de livrare similare, kg/tf, 167 faţă de 215.

Din proiectarea noilor instalaţii au rezultat parametrii tehnici ridicaţi care permit promovarea unor tehnologii noi sau îmbunătăţite. Astfel instalaţia F—320 asigură o putere instalată la pompe de 2 000 CP şi transmiterea unei puteri la masa rotativă de 500 CP, ceea ce va permite aplicarea forajului cu jet pînă la 6 500 m şi aplicarea la sape a unor apăsări de 40 t, la turaţii de 250 rot/min.

Faţă de instalaţia 3DH—200, mai trebuie evidenţiate o serie de soluţii tehnice noi, cum ar fi:

— eliminarea completă a cuplajelor operaţionale cu discuri de fricţiune, care constituiau surse de deficienţe, şi înlocuirea lor prin cuplaje cu burduf ventilate;

— realizarea transmisiei intermediare din elemente tipizate care pot fi combinate pentru antrenarea cu trei sau patru motoare;

— mastul şi substructura lui (ca şi la F—125) formează un ansamblu ale cărui părţi componente conlucrează atît din punct de vedere funcţional, cît şi din punctul de vedere al preluării eforturilor. Substructura a fost înălţată la 6 700 mm de la sol, corespunzător celor mai noi realizări pe plan mondial;

— antrenarea pompelor de noroi cu axe cardanice, evitîndu-se montarea în şantier a lanţurilor de antrenare şi permiţînd eliminarea săniilor pompelor de noroi;

— o nouă aparatură de uscare a aerului permiţînd regenerarea silicagelului prin însăşi căldura conţinută în aerul comprimat la ieşirea din compresor, fără necesitatea aportului de căldură exterioară;

— prevederea pentru prima dată în completul unei instalaţii de foraj a unei instalaţii separate pentru prepararea noroiului, cu siloz pentru materialele pulverulente.

La proiectarea instalaţiei s-a ţinut seamă nu numai de cele mai noi realizări pe plan mondial, dar şi de experienţa acumulată de principalii beneficiari interni (Ministerul Petrolului şi Comitetul de stat al geologiei) prin forajele executate în ţară şi în străinătate.

Atenţia deosebită acordată reducerii volumului de lucrări de „montaj—demontaj—transport", cum şi reducerii suprafeţelor tehnologice, s-a concretizat în:

— numărul redus de agregate gabaritice ale părţii mecanice şi care în majoritate sînt legate între ele prin axe cardanice;

— amplasarea părților componente ale instalației pe grinzi de beton sau paletaje din lemn, făcîndu-se o reducere de 250 m^3 beton/sondă;

— eliminarea depozitelor în teren pentru fluide de foraj, cum și compactizarea instalațiilor auxiliare, reduc suprafața tehnologică cu 25% (sau 1 500 m^2/sondă) cu efecte pozitive asupra degradării solului și a redării suprafețelor în circuitul agricol.

Dacă atenția acordată instalațiilor de foraj de mare și foarte mare adîncime a fost justificată de necesitățile beneficiarilor interni, cum și de cererile externe, se impune totuși ca seria nouă să fie completată cu instalațiile de medie și mică adîncime. La această întîrziere a contribuit însă și lipsa unor mijloace de transport adecvate și a unor motoare de puteri mai mici și gabaritice, cuprinse între 200 și 450 CP. Pentru foraje pînă la 1 600 m adîncime va fi proiectată instalația transportabilă cu sarcina de 80 tf, cu utilizare și la probele de punere în producție și de reparație a sondelor adînci. Aceste operații impun asimilarea instalației într-un timp cît mai scurt, deoarece face neeconomică folosirea unor instalații grele, la probele ulterioare forajului și tubajului sondelor. La acest tip de instalație transportabilă, în vederea simplificării schemei transmisiei mecanice, prin lanțuri sau axe cardanice, se va utiliza o transmisie hidrostatică (în primul rînd pentru antrenarea mesei rotative). Deoarece asemenea instalații se construiesc într-o gamă largă pe plan mondial, apare ca necesară realizarea ei.

In domeniul instalațiilor de foraj cu acționare electrică, o atenție mai mare s-a acordat în ultimul timp instalațiilor alimentate de la rețea sau în sistemul diesel-electric. Astfel s-au elaborat sau sînt în curs de elaborare proiecte atît pentru alimentarea în curent alternativ cît și în curent continuu. Unul din proiectele realizate de institut și care urmează a fi materializate chiar în acest an este proiectul instalației F—200—2EHC alimentată de la rețea și acționată cu motoare asincrone în scurtcircuit sau sincrone, cuplate cu convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile (CHC—650—P). Avînd-se în vedere necesitatea de diversificare a instalațiilor de foraj, pentru prima dată în institut s-a început proiectarea în paralel, la instalația F—320, a variantei cu acționare diesel-hidraulic și a variantei cu acționare diesel-electrică și electrică cu alimentare de la rețea prin motoare (în curent continuu). Pentru o cît mai judicioasă utilizare a avantajelor acționării electrice, cum și în scopul simplificării construcției, la troliul instalației electrice a rezultat o reducere de greutate de 8 tone în raport cu troliul similar de la acționarea diesel.

Instalațiile de foraj cu acționare electrică vor fi astfel dezvoltate încît întreaga gamă tipizată de instalații să aibă atît variante cu acționare diesel-hidraulică, cît și variante cu acționare electrică sau diesel-electrică.

De menționat în construcția metalică a masturilor și substructurilor noua concepție care se caracterizează prin: adaptarea acestora la necesitățile actuale ale tehnologiei de foraj; parametri de încărcare ridicați; eliminarea utilajelor speciale de ridicat; greutate proprie redusă ca urmare a utilizării unor metode de calcul moderne, cum și o judicioasă distribuție a metalului. Nivelul ridicat al podului sondei — 6 700 mm —, cerut de condițiile noi ale forajului în vederea montării unei instalații de prevenire de mare presiune, se realizează din blocuri spațiale ce se asamblează și se articulează de substructura de bază și se rabat în poziția de lucru cu ajutorul troliului instalației și al mastului, după ridicarea prealabilă a acestuia. Mastul are parametrii de încărcare sensibil sporiți în comparație cu construcțiile anterioare, iar greutatea specifică a acestuia este egală sau chiar mai mică decît a celor mai moderne construcții similare, de fabricație străină.

Cele arătate sînt consecința unei concepții constructive evoluate care a condus la eliminarea unor subansamble specifice pentru rabatere, funcția aceasta fiind îndeplinită de substructură.

In domeniul transmisiilor hidrodinamice a fost elaborată o gamă tipizată de convertizoare hidraulice de cuplu cu trei trepte pentru puteri cuprinse între 50 și 1 000 CP. Din realizările mai recente se poate da ca exemplu CHC — 750—2 pentru 900 CP și 1 400 rot/min, care echipează instalațiile de foraj de mare adîncime, cu care se obțin randamente maxime de 84%. In afara convertizoarelor hidraulice cu palete fixe, au fost realizate și convertizoare hidraulice cu palete reglabile. Astfel CHC—650 P, folosit în cadrul instalației cu acționare electrică F—202 EHC, se integrează în gama tipizată de convertizoare, reutilizînd integral partea de ieșire de la convertizoarele cu palete fixe, avînd specifică numai partea de intrare.

Experiența cîștigată prin folosirea acestora în utilajul petrolier a creat foarte bune condiții de extindere a aplicării lor și în alte domenii. Astfel convertizorul CHC—500 echipează locomotiva de 250 CP, iar în prezent sînt în curs de elaborare proiecte de convertizoare hidraulice pentru tractoarele S—650 și S—1 300, precum și cuplajul CHC — 500 pentru utilaj minier.

Dintre turboambreiajele realizate sînt de reținut TA—850 și TAV—850 (pentru 800 CP și 1 000 rot/min) ce pot echipa atît instalațiile cu acționare diesel, cît și instalațiile cu acționare electrică (F—200—2EHT).

Avînd în vedere cerințele de presiune ridicată impuse de forajul cu jet, s-a trecut la proiectarea unei noi serii de pompe duplex cu cămașa maximă de 7 1/4″. Din această serie începutul s-a făcut cu pompa de 1 000 CP al cărei prototip va fi realizat chiar în acest an.

Şi în privinţa pompelor de noroi s-au abordat idei constructive noi; astfel la pompele duplex se remarcă:

— reducerea dimensiunii exterioare a cămăşilor, din care va rezulta o creştere a performanţelor pompelor în ceea ce priveşte mărirea în medie a presiunii maxime de circa 20% (300 kgf/cm^2 la pompa 2 PN—1000);

— utilizarea de supape cu dimensiuni reduse, mai puţin costisitoare şi care favorizează o comportare mai bună a cilindrilor la presiuni ridicate;

— micşorarea sortimentului pieselor de mare uzură;

— reducerea greutăţii pompelor actuale cu pînă la 15%.

In paralel cu construcţiile clasice, un mare pas înainte s-a făcut prin proiectarea unui nou tip de pompă triplex cu simplu efect şi cilindrii forjaţi, care pe lîngă avantajele create de numărul redus al pieselor de uzură şi al unei funcţionări mai liniştite aduce şi pe cel al micşorării substanţiale a gabaritului şi, respectiv, greutăţii. Astfel din proiect rezultă pentru pompa 2 PN—1000 o greutate de circa 18 tone şi numai 13 tone pentru pompa 3 PN—1000.

De menţionat este faptul că astfel de pompe au fost abordate destul de recent de alte firme constructoare, existînd posibilităţi ca prin urgentarea asimilării să se creeze condiţii favorabile exportului.

Ţinîndu-se seamă de faptul că realizarea unor indicatori tehnico-economici superiori în forajul sondelor depinde în mare măsură de calitatea şi existenţa într-o gamă cît mai variată a sapelor cu conuri, institutul a acordat o deosebită atenţie acestei probleme. Pe baza cercetărilor făcute de institut, cum şi a cunoaşterii amănunţite a realizărilor firmelor cu renume mondial, a fost proiectat un număr sporit de tipodimensiuni. Rezultatele obţinute pînă în prezent, ca urmare a aplicării tehnologiei recomandate, au condus la omologarea tipodimensiunilor din noua serie încercate în şantier, performanţele lor fiind similare sapelor importate. Pînă în prezent din noua serie au fost realizate proiecte pentru un număr de 22 tipodimensiuni din care au fost omologate nouă; ritmul asimilării va creşte substanţial în acest an cînd urmează ca la uzina „1 Mai" să intre în funcţiune noua linie tehnologică de fabricaţie. Pe linie de concepţie se studiază şi sînt în curs de asimilare noi tipuri de sape ca: sape cu conuri cu lagăre etanşe, sape monolit cu ştifturi din materiale dure etc.

In afara lucrărilor de cercetare şi proiectare pentru instalaţii specifice petroliere, IPCUP a căutat să valorifice experienţa dobîndită extinzînd-o şi în alte sectoare de activitate. Astfel s-a abordat sectorul cercetărilor geologice petroliere, miniere şi hidrogeologice, iar de dată recentă preocuparea pentru realizarea unor instalaţii necesare în industria construcţiilor la compactarea terenurilor macroporice.

In sectorul cercetărilor geologice sînt în fabricaţie de serie, patru tipuri de instalaţii din gama SG, care pot realiza prin carotaj mecanic hidraulic adîncimi de 180—1800 m.

Aceste instalaţii complete sînt caracterizate prin:

— comenzi hidraulice;

— foraj şi carotaj mecanizat, controlat hidraulic;

— turaţii pînă la 1 800 rot/min;

— transportabilitate mărită (pot fi montate direct pe remorci sau auto);

— greutate şi gabarit redus (10 kg/CP pentru pompele de noroi);

— posibilitatea desfacerii în subansamble şi remontare uşoară, deziderat indispensabil lucrărilor de foraj subterane;

— posibilităţi de foraj înclinat sub orice unghi, atît la suprafaţă cît şi în galerii.

Datorită calităţilor deosebite — avansare hidraulică continuă şi turaţii înalte — a devenit posibilă introducerea carotajului cu diamante şi, astfel, posibilitatea cercetărilor în roci dure. Pentru exemplificare: într-o rocă în care coroanele cu ştifturi din carburi metalice la turaţie de 1 500 rot/min obţin o avansare de 0,2 m/h, la coroane cu diamante şi turaţii de 1 500 rot/min se obţine o viteză de avansare de 8 m/h.

Prin dotarea acestor instalaţii cu hidrocicloane de eliminare a detritusului din noroiul de foraj s-a prelungit durata de funcţionare a pieselor de mare consum de la pompe, a prăjinilor de foraj şi a carotierelor.

Deoarece sistemul de foraj hidraulic nu poate fi aplicat în orice formaţiuni s-a proiectat şi urmează a fi încercată în acest an o instalaţie adaptată pentru forajul cu aer.

Pentru lucrările de prospecţiuni geofizice s-a proiectat şi se va realiza în acest an prototipul unei instalaţii transportabile, capabilă să foreze pînă la 100 m găuri cu diametrul de 120 mm, prin sistemul hidraulic sau cu aer. Instalaţia FS—1T este complet asamblată pe un tractor cu pneuri, fiind acţionată şi comandată prin transmisii hidrostatice. Concepţia acesteia se situează la un nivel de prim ordin în tehnica actuală.

Un alt domeniu în care realizările au fost promiţătoare este acela al instalaţiilor pentru forarea puţurilor cu diametru mare pentru extragerea apei. Asimilarea a început cu instalaţia FA—12, urmînd ca în anii următori să se completeze gama cu tipurile FA—10, FA—20 şi FA—32.

Caracteristica acestor instalaţii este faptul că pot fora prin trei procedee : cu circulaţie inversă (absorbţie şi aer-lift), cu percuţie şi cu circulaţie directă, procedeul de foraj putînd fi adaptat în funcţie de natura rocilor străbătute şi de necesităţile tehnologice.

Institutul a avut preocupări şi în domeniul mecanizării operaţiilor de foraj, rezolvînd astfel o serie de probleme ca: reducerea timpului neproductiv, mărirea siguranţei în exploatare, micşorarea efortului fizic al muncitorilor. Dintre dispozitivele proiectate şi pe cale de realizare sînt de menţionat cele mai importante, ca:

— Dispozitivul de avans automat al sapei de tip greu şi tip uşor. Primul a trecut în producţia de serie dînd rezultate bune în exploatare, iar al doilea urmează a fi construit în anul acesta. Se bazează pe apăsarea constantă cu impuls preluat din tensiunea sub care se află capătul mort al cablului. Se poate adapta oricărei instalaţii de foraj şi asigură viteze de avansare pînă la 40 m/h.

— Dispozitivul de înşurubare a bucăţii de avans : la capul hidraulic se ataşază dispozitivul acţionat cu un motor pneumatic pus în funcţiune de sondorul şef de la pupitrul de comandă.

— Dispozitiv de manevrat tija pătrată, care se bazează pe principiul mecanismelor cu lungime constantă de cablu şi puncte de fixare variabilă, în funcţie de tipul instalaţiei.

— Dispozitiv de echilibrat cleşti cu cursă variată prin intermediul unui cilindru pneumatic.

— Limitator de moment la cleştele de prăjini bazat pe un traductor de presiune pneumohidraulic cuplat la mosorul cu acţionare pneumatică.

— Cabestan de montaj pentru 6 tf, acţionat cu motor pneumatic cu posibilităţi de montaj după necesităţi.

— Pod de tubaj reglabil acţionat electric, pus în funcţiune de sondorul şef.

— Pene pneumatice pentru instalaţiile grele de foraj.

— Deşurubător pentru prăjini de sondeze cuplat cu broască, acţionat hidrostatic.

— Mandrină cu acţionare hidraulică pentru prinderea prăjinilor de foraj (sondeze).

B. EXTRACŢIE

In domeniul extracţiei ţiţeiului, activitatea a fost concentrată în vederea realizării de instalaţii agregate, scule şi dispozitive.

In ceea ce priveşte instalaţiile pentru intervenţii sau reparaţii de sonde, realizările sînt minime deoarece pînă în anul acesta nu s-a putut conta pe mijloacele de transport adecvate. Ultima instalaţie omologată a fost instalaţia de intervenţie P—4 montată pe camion SR—113, cu sarcina la cîrlig de 4,8 tf.

Instalaţia de intervenţie IC—5, care a fost cerută şi la export, a fost modernizată. Turla ei însă nu permite decît manevrarea în bucăţi a ţevilor de extracţie, fapt care îi reduce din calităţile pe care le are instalaţia. Proiectarea unei turle mai înalte ar fi condus însă la depăşirea greutăţii utile, destul de mici, a camionului Tatra pe care este montată instalaţia.

Prin asigurarea în 1969 a unui camion de 16 tone sarcină utilă s-a putut trece la întocmirea documentaţiei de execuţie pentru o instalaţie de 32 tf sarcină la cîrlig, care poate acoperi peste 60% din sondele de exploatare din ţara noastră şi în acelaşi timp poate deveni un produs solicitat la export.

Operaţiile de intervenţie şi reparaţii de la sondele de mare adîncime vor putea fi rezolvate o dată cu asimilarea instalaţiei cu sarcina de 80 tf, pentru care problema acută este a procurării unui motor gabaritic cu putere de circa 400 CP.

Pentru etalonarea sondelor, în special a sondelor izolate, a fost proiectată o instalaţie semitransportabilă prevăzută cu separator orizontal de tip nou şi cu contoare volumetrice montate pe o remorcă cu cauciucuri.

In vederea înlocuirii agregatelor de cimentare la operaţii de intervenţii şi reparaţii simple şi de presiuni scăzute ca: spălări de dopuri de nisip, frezări dopuri de ciment în coloană, activizări, tratamente sau pompări de ţiţei şi apă, s-a proiectat şi este în probe de omologare un agregat transportabil de pompare a cărui pompă este antrenată de la motorul tractorului S—650 de care este tractat. Agregatul poate dezvolta o presiune de 100 kgf/cm² la 65 curse duble/min.

Pentru injecţia de apă în zăcămînt pînă la presiuni de 140 kgf/cm² s-a realizat şi este în probe de omologare pompa 3 PP—160 cu un debit de 7,6 l/s la 140 kgf/cm² şi de 14,2 l/s la 72 kgf/cm², fiind prima pompă triplex specială cu simplu efect care se foloseşte în R.S.R. pentru astfel de operaţii.

Pentru măsurarea unor debite mari de ţiţei şi gaze a fost realizat şi se află în probe de omologare primul separator orizontal trifazic pentru debite de 100 m³/zi lichid şi 80 000 Nm³ gaze. Rezultatele promiţătoare obţinute impun trecerea la asimilarea celorlalte dimensiuni.

In domeniul sculelor de adîncime pentru foraj și extracție s-a desfășurat de asemenea o largă activitate de proiectare axată pe modernizarea sculelor de tip clasic, extinderea tipurilor de scule cunoscute, pentru acoperirea unei game largi de dimensiuni. Dintre sculele de tip nou proiectate în ultimul an și la care s-au introdus soluții originale se pot menționa : freze cu acționare hidraulică pentru tăiat și frezat burlane, curățitor de talpă cu circulație inversă, pene cu împănare elastică, dispozitiv pentru cimentări etajate, packere de diverse tipuri și altele.

Pe linia modernizării s-au proiectat numeroase scule și dispozitive, asigurîndu-se o diminuare a greutății acestora cu circa 21% față de vechile produse.

Dintre dispozitivele de mecanizare, în extracție, sînt de reținut următoarele :

— cap hidraulic cu acționare hidrostatică de 50 tf care înlocuiește lucrul cu masa rotativă ;
— clește mecanizat pentru deșurubarea—înșurubarea țevilor de extracție cu acționare hidrostatică ;
— broaște de 50 și 80 tf pentru țevi de extracție cu acționare mecanică și pneumatică.

C. GEOFIZICA

In problemele legate de geofizica de șantier, IPCUP a dus o activitate susținută de cercetare și proiectare avînd drept scop studierea și definitivarea schemelor și montajelor unor aparate specifice de carotaj electric, sonic, radioactiv, laterolog, aparatură de adîncime rezistentă la temperaturi pînă la 200°C, utilizabile la sondele de mare adîncime.

Pînă în acest an s-a realizat circa 60% din proiectarea noii stații automate de carotaj, restul urmînd a fi terminat în 1970.

Prin construirea în țară a stațiilor automate de carotaj se va reduce aproape în întregime importul acestora și se pot crea condiții pentru export.

★

In legătură cu nivelul tehnic al construcțiilor de utilaj petrolier se poate afirma că liniile de dezvoltare adoptate în ultimii ani au fost orientate în raport cu evoluția construcțiilor de asemenea utilaje pe plan mondial.

Soluțiile constructive aplicate la utilajele și instalațiile petroliere românești au fost confirmate de rezultatele obținute în exploatare atît în șantierele din țară cît și din străinătate.

Preocupările de perspectivă ale institutului sînt axate pe cîteva direcții principale de dezvoltare a construcției de utilaj petrolier, rezultate din analizarea necesităților interne și de export, atît ca lărgire de sortimente, cît și ca ridicare a nivelului calitativ și a competitivității pe piețele externe.

Pe scurt, principalele linii pe care se dezvoltă proiectarea și cercetarea în următorii ani ar fi : modernizarea echipamentului petrolier de foraj și extracție existent în fabricație ; completarea gamelor de instalații și utilaje ; lărgirea gamei de sortimente și diversificarea acestora în scopul acoperirii unor domenii cît mai largi de folosință și al ridicării competitivității la export ; abordarea unor soluții noi în acționarea și construcția utilajului de foraj și extracție în raport cu ultimele tendințe pe plan mondial.

Alcibiade Mihăilescu
Director IPCUP – București

CZ 621.873.7.057 : 621.822.7

Determinarea capacității de încărcare a rulmenților de la roțile mecanismului macara-geamblac

Ing. Viorel CRISTEA, Laureat al premiului de Stat – IPCUP – București

Mecanismul macara-geamblac reprezintă grupul de palane al sistemului de manevră la instalația de foraj (fig. 1) care transformă mișcarea de rotație a tobei troliului în mișcarea de translație a cîrligului și multiplică la cîrlig forța din capătul activ al cablului. Acest mecanism se caracterizează prin numărul de roți ale părții sale fixe — geamblacul — și ale părții sale mobile — macaraua — respectiv prin numărul de fire înfășurate pe acestea, egal cu numărul dublu de roți ale macaralei.

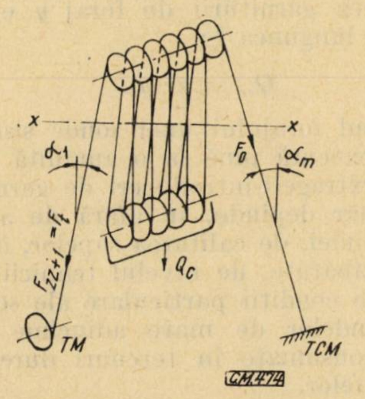


Fig. 1. Mecanismul macara-geamblac la o instalație de foraj.

O problemă importantă legată de construcția mecanismului macara-geamblac o reprezintă determinarea rațională a capacității rulmenților roților. Indiferent de tipul rulmenților utilizați (fig. 2) capacitatea de încărcare a acestora trebuie determinată ținînd seamă de o serie de factori ca :

— forța variabilă aplicată roții de cablu înfășurat, dependentă de sarcina aplicată la cîrligul instalației ;

— turația roții, dependentă de viteza cablului și diametrul său ;

— durata în serviciu necesară ;

— numărul de marșuri la extragere-introducere ce va fi efectuat la fiecare sondă ;

— particularitățile mecanismului (număr de roți).

Factorii amintiți trebuie considerați pentru roata cea mai încărcată a sistemului, și anume pentru prima roată a geamblacului.

Metoda propusă în prezentul articol pentru determinarea capacității de încărcare a acestor rulmenți ține seamă de modul de variație, în limite largi, a sarcinii aplicate la cîrlig, de durata în serviciu necesară a instalației, limitată prin uzura sa morală, și de relațiile cunoscute folosite la determinarea sarcinilor echivalente aplicate rulmenților.

Se știe că în general sarcina echivalentă a unui rulment, în cazul unui regim de încărcare

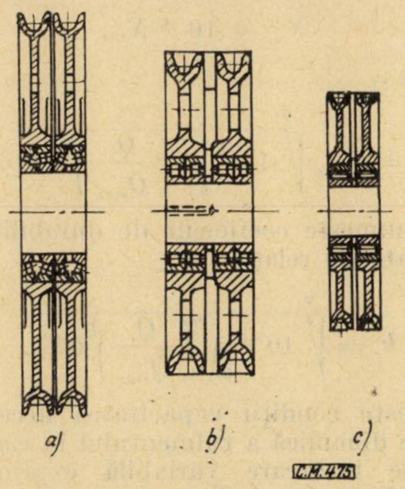


Fig. 2. Roată pentru cablu :
a – cu rulment conic pe două rînduăi b *b* – cu doi rulmenți cu role cilinorice- *c* – cu un rrlment cr role cilindrice.

foarte variabil, se determină cu ajutorul relației :

$$Q_{ec}=\sqrt[p]{\frac{\Sigma\, Q_i^p N_{mi}}{D}}, \qquad (1)$$

în care :

Q_i este una dintre sarcinile aplicate ;

N_{mi} — durata de funcționare a rulmentului, la sarcina Q_i, exprimată în milioane de rotații ;

D — durata de funcționare a rulmentului, exprimată de asemenea în milioane de rotații ;

p — exponentul cunoscut din relația fundamentală a durabilității rulmenților, care se consideră 3,33 pentru rulmenții cu role, respectiv 3 pentru rulmenții cu bile.

Dacă sarcina variază după o curbă continuă, relația (1) poate fi scrisă în forma :

$$Q_{ec}=\sqrt[p]{\frac{\int_{0}^{D} Q_i^p \cdot \mathrm{d}\, N_{mi}}{D}} \qquad (2)$$

Relația (2) poate fi scrisă în forma :

$$Q_{ec}\, D^{\frac{1}{p}} = Q_{max} \sqrt[p]{\int_0^D \left(\frac{Q_i}{Q_{max}}\right)^p \mathrm{d}N_{mi}} \tag{3}$$

în care Q_{max} reprezintă sarcina maximă aplicată rulmentului.

Dacă se ține seamă de definiția după ISO a capacității de încărcare dinamice de bază C și se notează cu N_i numărul de rotații (cicluri) efectuat, din :

$$Q_{ec} \cdot D^{\frac{1}{p}} = C \tag{a}$$

și

$$N_{mi} = 10^{-6}\, N_i\,, \tag{b}$$

se obține :

$$C = Q_{max} \sqrt[p]{10^{-6} \int_0^D \left(\frac{Q_i}{Q_{max}}\right)^p \mathrm{d}N_i}\,. \tag{4}$$

Se denumește coeficient de durabilitate expresia dată de relația :

$$k_r = \sqrt[p]{10^{-6} \int_0^D \left(\frac{Q_i}{Q_{max}}\right)^p \mathrm{d}N_i}\,. \tag{5}$$

În aceste condiții capacitatea necesară de încărcare dinamică a rulmentului în cazul unui regim de încărcare variabilă exprimată în sistemul ISO este dată de relația :

$$C = Q_{max}\, k_r \cdot V, \tag{6}$$

în care apare, în afară de coeficientul k_r definit anterior, coeficientul cinematic V. Se observă că, prin introducerea coeficientului de durabilitate, capacitatea necesară se determină în raport cu sarcina maximă aplicată.

În cazul mecanismului macara-geamblac coeficientul de durabilitate al rulmenților se notează k_{rg} și se determină, conform celor semnalate anterior, pentru prima rolă a geamblacului.

Notînd cu Q_{cn} sarcina normală de lucru aplicată la cîrlig, respectiv la macara, reprezentînd greutatea maximă în aer a garniturii de foraj ce poate fi suspendată în cîrlig și manevrată, care constituie cea mai mare sarcină ciclică, forțele maxime aplicate primei roți a geamblacului (fig. 1) sînt date de relațiile :

— la extragere :

$$Q_{max.e} = Q_{cn}\, \beta^{2z-1} \frac{\beta - 1}{\beta^{2z} - 1} (\beta + 1) = B_e\, Q_{cn}\,, \tag{7}$$

— la introducere :

$$Q_{mmx.i} = Q_{cn} \frac{\beta - 1}{\beta^{2z} - 1} \left(\frac{1}{\beta} + 1\right) = B_i\, Q_{cn}\,, \tag{8}$$

în care :

β este valoarea reciprocă a randamentului unei roți ;

z — numărul de roți ale macaralei.

Raportul dintre aceste forțe se notează cu Ω :

$$\Omega = \frac{Q_{max.i}}{Q_{max.e}} = \frac{B_i}{B_e} = \frac{1}{\beta^{2z}}\,. \tag{9}$$

Greutatea maximă a garniturii de foraj, egală cu sarcina normală de lucru a instalației Q_{cn}, se presupune proporțională cu lungimea maximă L a garniturii, respectiv cu adîncimea maximă a sondei, exprimată în numărul maxim de pași y_{max};

$$Q_{cn} = \alpha \cdot y_{max}. \tag{10}$$

Sarcina la cîrlig Q_{ci} aplicată la un moment dat se presupune de asemenea proporțională cu lungimea garniturii de foraj y, exprimată în pași de lungimea l :

$$Q_{ci} = \alpha \cdot y\,. \tag{11}$$

În timpul forajului unei sonde sistemul de manevră execută pînă la o anumită adîncime marșuri (extrageri-introduceri de garnitură) al căror număr depinde, în afară de adîncimea însăși a sondei, de calitatea sapelor, de natura rocilor străbătute, de nivelul tehnicii de foraj și de unele condiții particulare ale sondei. La forajul sondelor de mare adîncime numărul de sape consumate în terenuri dure este de ordinul sutelor.

Legătura dintre numărul x de marșuri efectuat pînă la adîncimea y, exprimată în pași, este dată prin o relație de forma :

$$x = A y^b \tag{12}$$

în care A și b sînt constante care reflectă influența factorilor amintiți și care rezultă pentru diferite structuri geologice și adîncimi de foraj pe cale statistică.

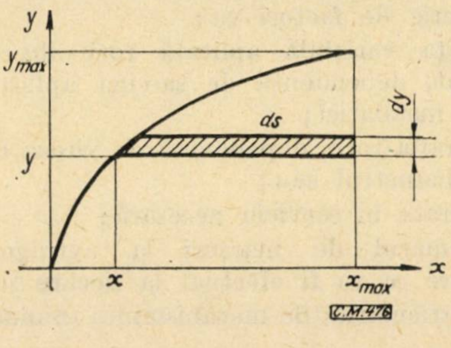


Fig. 3. Reprezentarea grafică a relației $x = Ay^b$, numărul de marșuri și adîncimea sondei.

Curba respectivă a unei asemenea funcții are alura din figura 3.

Pentru un interval de adîncime dy la care sarcina la cîrlig a rămas aceeași, numărul de pași extrași dS, în decursul săpării sondei la care s-au efectuat în final x_{max} marșuri, este dat de :

$$\mathrm{d}S = (y_{max} - x)\,\mathrm{d}y = A\,(y^b_{max} - y^b)\,\mathrm{d}y\,. \quad (13)$$

Prin integrare din relația (13) rezultă numărul total de pași manevrați la toate extragerile de garnitură pînă la atingerea adîncimii maxime y_{max} :

$$S = A\int_0^{y\,max}\left(y^b_{max} - y^b\right)\mathrm{d}y = \frac{Ab}{b+1}\,y^{b+1}_{max}. \quad (14)$$

Dacă o instalație de foraj sapă în decursul duratei sale în serviciu B sonde, numărul total de pași manevrați la extragere, respectiv la introducere, va fi BS.

În tabela 1 s-au indicat, pentru diferite adîncimi de foraj finale și pentru o durată în serviciu a instalațiilor de foraj de 10 ani, valorile constantelor A, b, x, B și BS. Se observă că s-a considerat pentru B o valoare minimă și una maximă.

Tabela 1

Date de bază privind numărul de marșuri efectuate pînă la adîncimea maximă

Adîncimea de foraj		A	b	$x=A^b_{y_{max}}$	B	BS
L, m	Y_{max} pași					
1 200	67*	$8{,}9\cdot10^{-3}$	2	10	100	$4{,}46\cdot10^4$
					200	$8{,}92\cdot10^4$
2 000	74	$2{,}03\cdot10^{-2}$	2	25	60	$1{,}11\cdot10^5$
					120	$2{,}22\cdot10^5$
3 200	118	$2{,}12\cdot10^{-4}$	3	100	10	$8{,}85\cdot10^4$
					20	$1{,}77\cdot10^5$
4 500	167	$8{,}5\cdot10^{-5}$	3	155	7	$1{,}97\cdot10^5$
					15	$4{,}22\cdot10^5$
6 000	167**	$1{,}385\cdot10^{-4}$	3	225	5	$1{,}41\cdot10^5$
					10	$2{,}82\cdot10^5$

* În pași de 18 m.
** În pași de 36 m.

Observație. Pentru fiecare adîncime au fost indicate un număr maxim și un număr minim de sonde săpate în decursul duratei în serviciu a instalației.

La ridicarea unui pas de prăjini avînd lungimea l, prima roată a geamblacului efectuează λ rotații, date de relația :

$$\lambda = \frac{2zl}{\pi\cdot D_c}, \quad (15)$$

în care D_c este diametrul mediu de înfășurare a cablului pe roată.

Numărul de cicluri efectuate la ridicarea unei sarcini la cîrlig date, proporționale cu lungimea garniturii y exprimată în pași în decursul întregii durate în serviciu a instalației, este :

$$dN_i = \lambda\,AB(y^b_{max} - y^b)\,\mathrm{d}y\,. \quad (16)$$

Ținînd seamă de cele arătate pînă aici și de faptul că la o lungime dată a garniturii y corespund forțe pe roata alergătoare a geamblacului date de relațiile (7) și (8), relația (5) a coeficientului de durabilitate ia forma :

$$k_{rg} = \sqrt[p]{10^{-6}\,(1+\Omega)^p\int_0^{y\,max}\left(\frac{y}{y_{max}}\right)^p AB\lambda(y^b_{max} - y^b)\mathrm{d}y}.$$

Efectuînd integrala și introducînd valorile limită, se obține :

$$k_{rg} = \sqrt[p]{\frac{(1+\Omega^p)\,AB\lambda b y^{p+1}_{max}}{(p+1)\,(b+p+1)\cdot 10}}. \quad (17)$$

Capacitatea de încărcare dinamică a rulmentului primei roți a geamblacului, care asigură o durabilitate corespunzătoare întregii durate în serviciu a instalației de foraj, este dată de :

$$C = B_e\cdot Q_{cn}\cdot k_{vg}\,V\,. \quad (18)$$

Luînd în considerare parametrii instalațiilor de foraj fabricate în România și datele din tabela 1, efectuînd pentru aceasta calculele din relația (18), rezultă pentru k_{rg} valorile din figura 4.

Utilizarea unor rulmenți avînd capacitatea de încărcare dinamică dată de relația (18), care asigură pentru roata cea mai încărcată a geamblacului o durabilitate corespunzătoare întregii durate în serviciu, nu este totdeauna posibilă, din cauza inexistenței unui rulment cu această capacitate și avînd dimensiunile principale (alezajul și lățimea) corelate cu dimensiunile geamblacului.

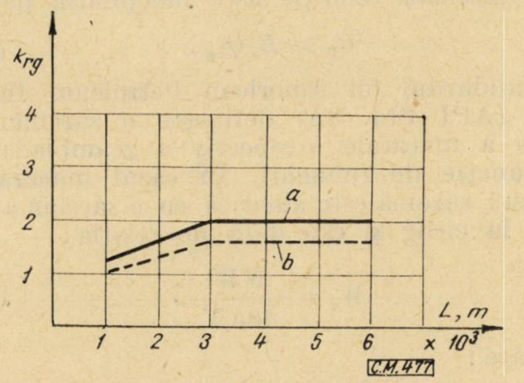


Fig 4. Valorile coeficientului de durabilitate k_{rg} determinat în baza datelor din tabela 1 :

a – pentru numărul maxim de sonde săpate; b – pentru numărul minim de sonde săpate.

De altfel capacitatea de încărcare dinamică dată de relația (18) reprezintă o valoare limită superioară care asigură funcționarea geamblacului

cului şi macaralei pe toată durata în serviciu a instalaţiei.

În cazul că este posibilă după un anumit timp de funcţionare, de exemplu după terminarea fiecărei sonde, întoarcerea axului geamblacului şi al macaralei cu 180°, în aşa fel ca roţile cele mai încărcate să devină cele mai puţin încărcate, capacitatea de încărcare a rulmentului roţii geamblacului poate fi mai mică decît cea dată de relaţia (18).

Cunoscînd relaţia generală a durabilităţii rulmenţilor $D = \left(\frac{C}{P}\right)^p$, rezultă că unei durabilităţi mai mici D' îi corespunde o capacitate de încărcare dinamică necesară dată de relaţia :

$$C' = C \cdot \sqrt[p]{\frac{D'}{D}} \cdot \qquad (19)$$

Pentru mecanismul macara-geamblac destinat instalaţiilor de foraj de mare adîncime se poate pune condiţia limită ca rulmentul roţii celei mai încărcate să asigure cel puţin durabilitatea corespunzătoare săpării unei sonde, ceea ce înseamnă, conform datelor din tabela 1 şi relaţiei (19), ca acest rulment să aibă capacitatea $C' = 0{,}5\ C$.

Alegerea unor rulmenţi cu capacitate la încărcare mai redusă echivalează cu adoptarea în relaţia (18) a unor valori pentru coeficientul de durabilitate k_{rg} reduse în aceeaşi proporţie.

Se subliniază faptul că, la alegerea rulmenţilor roţilor mecanismului macara-geamblac, trebuie avută în vedere şi condiţia ca aceştia să aibă o capacitate de încărcare statică C_0 mai mare ca forţa maximă ce rezultă la prima rolă a geamblacului pentru sarcina maximă la cîrlig Q_{cm} a instalaţiei de foraj unde sînt utilizaţi. Această condiţie este îndeplinită dacă :

$$C_0 > B_e Q_{cm} \cdot \qquad (20)$$

Standardul lui American Petroleum Institute (API Std. 8A) defineşte o sarcină de lucru a macaralei (respectiv a geamblacului) în funcţie de rulmenţi. În cazul macaralei, această sarcină este identică cu o sarcină aplicată la cîrlig şi este dată de relaţia :

$$W_b = \frac{NW_r}{585\,Y}, \qquad (21)$$

în care :

W_b este sarcina de lucru a macaralei sau geamblacului în funcţie de rulmenţi, în tone;

W_r — capacitatea de încărcare a rulmentului roţii în *lbs* definită în sistemul american la 100 rot/min şi 3 000 ore de funcţionare;

N — numărul de roţi ale macaralei sau geamblacului;

Y — coeficientul cinematic.

Relaţia (21) în cazul macaralei poate fi transcrisă, ţinînd seamă de notaţiile folosite anterior, în forma :

$$Q_{RM} = \frac{zC}{0{,}7\ V}, \qquad (22)$$

în care Q_{RM} este sarcina de lucru a macaralei în funcţie de rulmenţi după API Std. 8A, exprimată în kgf.

Este evident că o comparaţie între relaţiile (18) şi (22) prezintă interes. Prima relaţie permite determinarea capacităţii de încărcare dinamică a rulmentului roţii geamblacului în funcţie de greutatea maximă a garniturii egală cu Q_{cn} şi de factorii enumeraţi anterior pe cînd a doua stabileşte o sarcină convenţională determinată în funcţie de capacitatea de încărcare dinamică a aceluiaşi rulment.

Prin eliminarea capacităţii de încărcare C din relaţiile (18) şi (22) rezultă:

$$\frac{Q_{RM}}{Q_{cn}} = 1{,}43\ z\,B_e\,k_{rg} \qquad (23)$$

relaţie care stabileşte, după cum se vede, un raport între sarcina de lucru în funcţie de rulmenţi Q_{RM} după API Std. 8A şi greutatea maximă a garniturii de foraj reprezentînd sarcina normală de lucru la cîrlig Q_{cn} după STAS 6234—65.

Calculînd factorii din partea din dreapta a relaţiei (23) pentru instalaţiile de foraj fabricate în România pentru datele indicate în tabela 1 rezultă : $\frac{Q_{RM}}{Q_{cn}} = 3{,}4$ pentru adîncimi mai mari de 3 000 m.

Din analiza sarcinilor de lucru, în funcţie de rulmenţi, ale macaralelor construite de unele firme din S.U.A. a reieşit că raportul $\frac{Q_{RM}}{Q_{cn}}$ dintre aceste sarcini şi greutăţile maxime ale garniturilor de foraj pentru adîncimile maxime recomandate (asimilate ca sarcini normale de lucru ale instalaţiilor de foraj pe care le echipează) este mai mic decît 3,4.

De exemplu, în cazul firmei IDECO s-a obţinut ca o valoare medie $\frac{Q_{RM}}{Q_{cn}} = 2{,}4$.

Din această analiză rezultă în mod cert că aceste firme folosesc la mecanismul macara-geamblac rulmenţi avînd o capacitate de lucru mai mică decît aceea care rezultă din relaţia (18), ţinînd seamă de datele indicate în tabela 1. Aceasta înseamnă, de fapt, că la aceste construcţii a fost considerat pentru durata în serviciu a instalaţiei un număr mai mic de marşuri de extragere-introducere a garniturii sau că s-a admis un număr de marşuri mai mic pentru forajul la o anumită adîncime, respectiv un metraj pe sapă mai mare.

Se poate sublinia că metoda de determinare a capacităţii de încărcare a rulmenţilor mecanismului macara-geamblac propusă în această lucrare este judicioasă şi raţională. Relaţiile stabilite trebuie corelate cu condiţiile de lucru din şantierele petroliere, cu nivelul tehnicii de foraj, condiţii caracterizate pentru ţara noastră prin datele din tabela 1.

Spre deosebire de relaţia dată de API Std. 8A pentru calculul unei capacităţi de lucru în funcţie de rulmenţi care are un caracter convenţional, servind doar la compararea construcţiilor, metoda propusă permite stabilirea capacităţii rulmenţilor mecanismului macara-geamblac în funcţie de condiţiile specifice de lucru şi de durata de serviciu admisă.

CZ 621–585.2 : 621.67–253.5

Probleme teoretice şi experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte şi paletele rotorului pompă reglabile

Ing. NICOLAE PELIGRAD, Laureat al Premiului de Stat – IPCUP Bucureşti

Convertizoarele hidraulice de cuplu, din punct de vedere constructiv, pot fi realizate cu palete fixe sau cu palete reglabile. La cele cu palete fixe, întreg paletajul este fixat într-o poziţie precisă faţă de pereţii laterali ai rotorului pompă, rotorului turbină şi aparatului director. Construcţiile cu palete reglabile au posibitatea ca o parte din paletaj să-şi schimbe poziţia faţă de pereţii laterali, în timpul funcţionării în sarcină, prin rotirea paletelor în jurul unui cep, ajungînd de la o poziţie maximă complet deschisă la o poziţie minimă complet închisă. Prin rotirea paletelor se variază puterea preluată de convertizor de la motorul de antrenare, de la o valoare maximă corespunzătoare paletelor complet deschise la o valoare minimă pentru paletele complet închise.

Cele mai răspîndite convertizoare hidraulice de cuplu sînt de tipul cu o treaptă sau de tipul cu trei trepte, după cum rotorul turbină are un rînd sau trei rînduri de coroane paletate.

În ţara noastră, pentru industria constructoare de utilaj petrolier, s-au realizat convertizoare hidraulice de cuplu cu trei trepte, care s-au integrat foarte bine în ansamblul instalaţiilor de foraj şi intervenţie, datorită faptului că la ieşirea din convertizoare se obţin caracteristici funcţionale optime pentru cinematica şi dinamica acestor instalaţii.

În prezent există o gamă tipizată de convertizoare hidraulice cu trei trepte, de la 50 CP pînă la peste 1 000 CP. Toate aceste convertizoare sînt realizate în construcţie cu palete fixe. Cele cinci mărimi de convertizoare cu trei trepte, cu palete fixe, care formează gama tipizată, sînt : CHC–750, CHC–650, CHC–575, CHC –500, CHC–420.

Convertizoarele hidraulice de cuplu (cu palete fixe) sînt cuplate cu motoare diesel, formînd sistemul de acţionare diesel-hidraulic.

În cazul acţionărilor cu motoare electrice asincrone în scurtcircuit sau sincrone, motoare cu caracteristici mecanice rigide, prin cuplarea acestora cu convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile se realizează transformarea caracteristicilor mecanice rigide în caracteristici suple. Acest sistem de acţionare se numeşte electrohidraulic. Sistemul este nereglabil pe partea electrică şi reglabil pe partea hidraulică. La turaţia constantă a motoarelor electrice de curent alternativ, prin deschiderea sau închiderea paletelor se pot obţine variaţii de momente şi turaţii la ieşirea din convertizor.

În prezent s-a realizat un convertizor hidraulic de cuplu cu trei trepte cu palete reglabile CHC–650–P, care se integrează complet în gama tipizată a convertizoarelor hidraulice cu trei trepte cu palete fixe. El face parte din mărimea tipizată CHC–650 avînd în întregime reutilizată partea de ieşire de la convertizoarele cu palete fixe, inclusiv paletajul rotorului pompă şi al aparatelor directoare. Diferenţa faţă de convertizorul cu palete fixe de aceeaşi mărime constă în faptul că partea de intrare (primarul), inclusiv carcasa respectivă, este modificată datorită mecanismului de comandă a închiderii şi deschiderii paletelor în timpul funcţionării în sarcină. Convertizorul hidraulic CHC–650–P este cu paletele rotorului pompă reglabile.

Acest mod de realizare a convertizorului cu palete reglabile asigură unificarea la maximum a fabricaţiei de convertizoare cu palete fixe şi reglabile.

Convertizorul CHC–650–P a fost realizat şi experimentat urmînd să fie montat în cadrul instalaţiei de foraj cu acţionare electrică, cu sarcina la cîrlig 200 tf (F200–2 EHC). Această instalaţie este acţionată de motoare asincrone în scurtcircuit sau sincrone, de 1 500 rot/min, cuplate direct cu convertizoarele CHC–650–P. Datorită faptului că reglarea se face pe partea hidraulică, echipamentul electric de comandă şi protecţie se simplifică la maximum.

În figura 1 este prezentat convertizorul CHC–650–P.

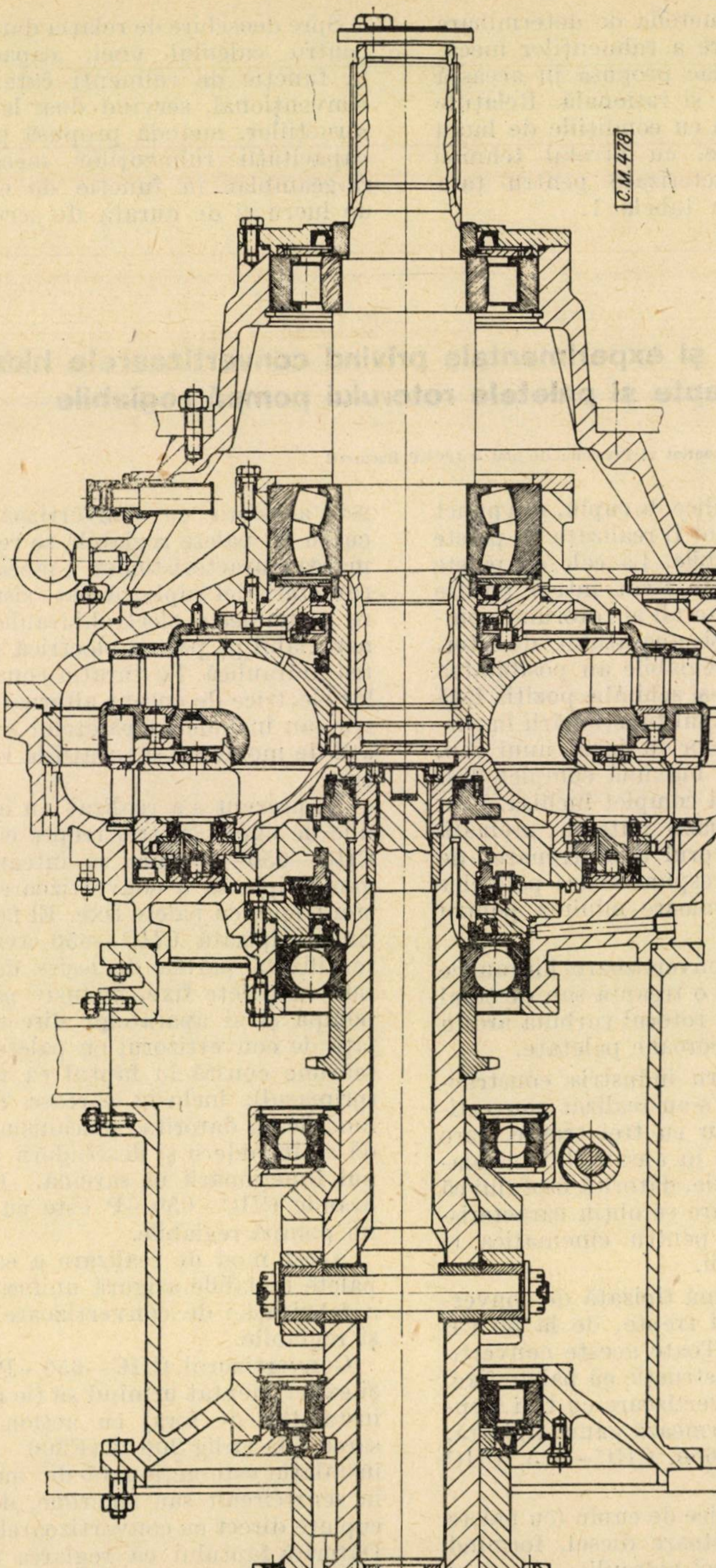


Fig. 1. Convertizorul CHC-650 P.

Închiderea şi deschiderea paletelor rotorului pompă la funcţionarea în sarcină se poate face de la distanţă printr-o comandă pneumohidraulică, la care circuitul de comandă este pneumatic, iar circuitul de forţă este hidraulic. Presiunea aerului, 7—10 kgf/cm², acţionează asupra unui servomotor, care este legat mecanic cu un distribuitor hidraulic ce comandă intrarea uleiului sub presiune pe o parte sau alta a unui servomotor hidraulic; acesta este legat mecanic cu mecanismul de comandă de rotire a paletelor rotorului pompă. Uleiul, sub presiune, care acţionează asupra servomotorului hidraulic, este asigurat de un grup de presiune format de o pompă cu roţi dinţate cuplată cu un motor asincron în scurtcircuit.

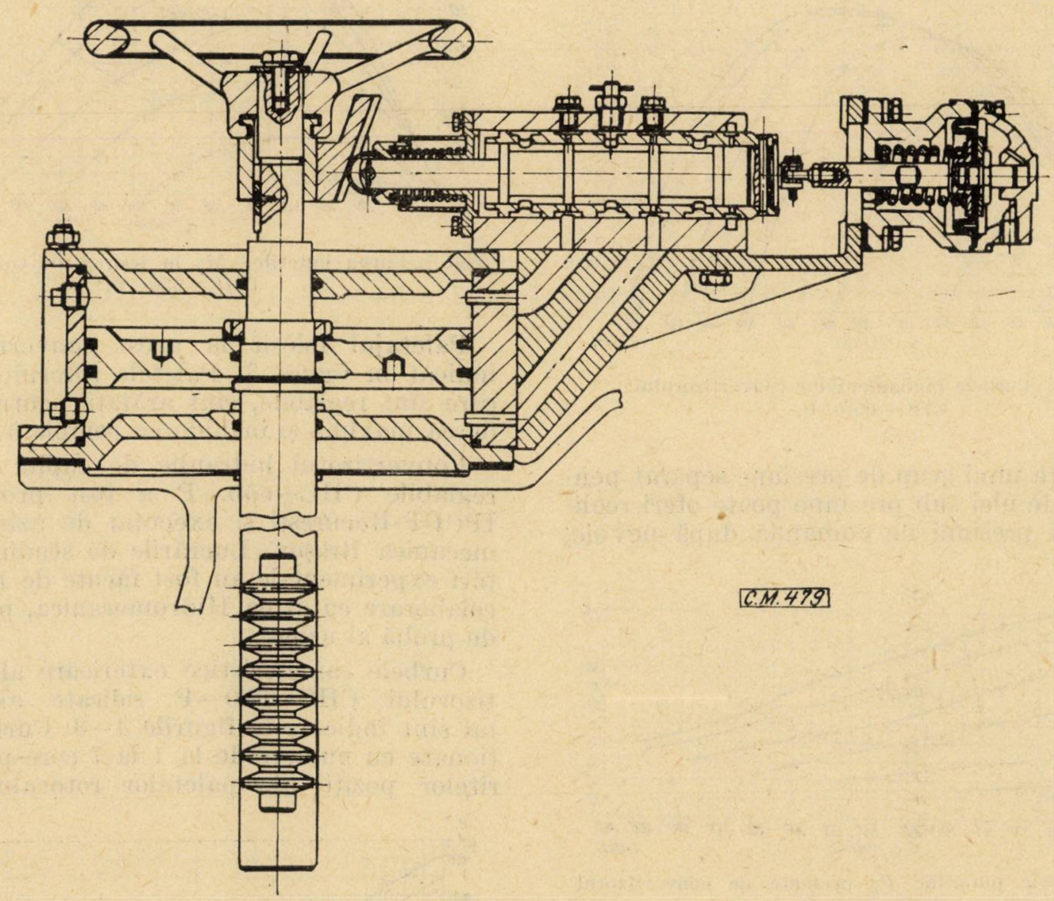


Fig. 2 Secţiune prin mecanismul de comandă al paletelor CHC-650-P.

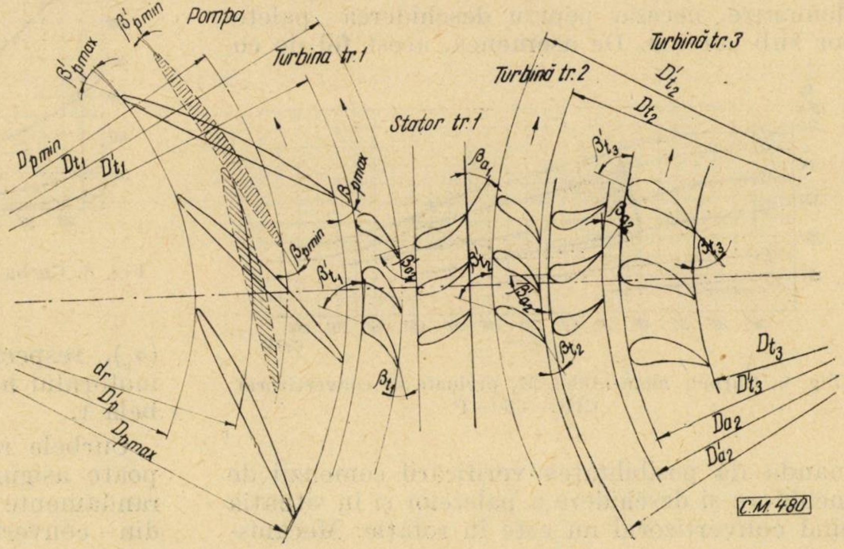

Pompa
β'_{pmin}
β'_{pmax}
Turbina tr. 1
Turbină tr. 2
Turbină tr. 3
Stator tr. 1
D'_{t_2}
D_{t_2}
D_{pmin}
D_{t_1}
D'_{t_1}
β_{pmax}
β_{pmin}
β_{a_1}
β'_{t_3}
β_{a_2}
β_{t_3}
β'_{t_1}
β'_{a_1}
β'_{t_2}
β'_{a_2}
β_{t_2}
β_{t_1}
d_r
D'_p
D_{pmax}
D_{t_3}
D'_{t_3}
D_{a_2}
D'_{a_2}
C.M. 480

Fig. 3. Paletajul convertizorului CHC-650-P.

În unele situații uleiul sub pressiune poate fi luat direct din convertizor. Comanda închiderii și deschiderii paletelor este stabilă în orice poziție intermediară între poziția deschiderii maxime și a închiderii complete, întrucît este prevăzută și cu un sistem de reducere.

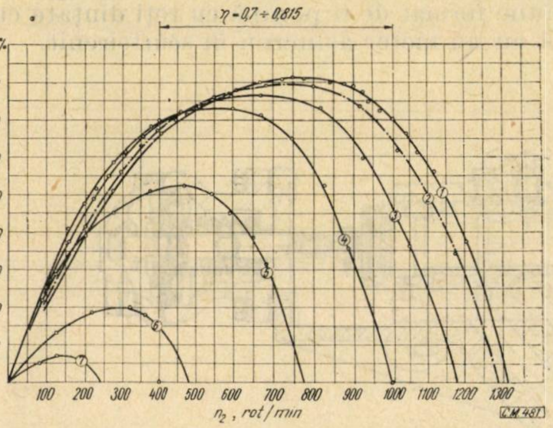


Fig. 4. Curbele randamentelor convertizorului CHC – 650 – P.

Existența unui grup de presiune separat pentru sursa de ulei sub presiune poate oferi realizarea unei presiuni de comandă după nevoie, putîndu-se astfel influența direct timpul de demarare, necesar pentru deschiderea paletelor sub sarcină. De asemenea, acest fel de comandă dă posibilitatea verificării comenzii de închidere și deschidere a paletelor și în situația cînd convertizorul nu este în rotație. Mecanismul de comandă al paletelor poate fi acționat cu lichid sub presiunea la 6 – 8 kgf/cm².

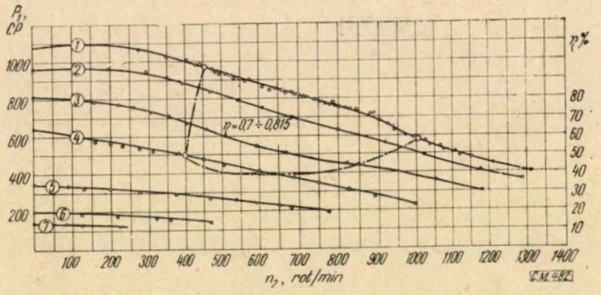


Fig. 5. Curbele puterilor P_1 preluate de convertizorul CHC – 650 – P.

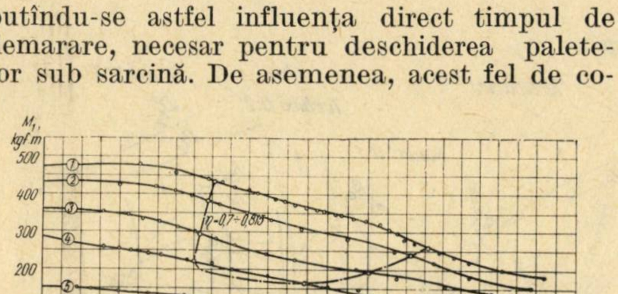


Fig. 6. Curbele momentelor M_1 preluate de convertizorul CHC – 650 – P.

În figura 2 este arătată o secțiune prin mecanismul de comandă al paletelor convertizorului CHC – 650 – P.

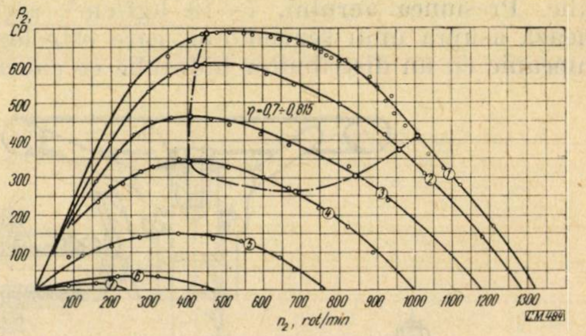


Fig. 7. Curba puterilor M_2 la ieșirea din convertizorul CHC – 650 – P.

Paletajul folosit la acest convertizor este indicat în figura 3. Paletele rotorului pompă, care sînt reglabile, sînt arătate pentru deschiderea maximă și închiderea completă.

Convertizorul hidraulic de cuplu cu palete reglabile CHC – 650 – P a fost proiectat de IPCUP-București și executat de uzina Hidromecanica Brașov. Lucrările de studii și cercetări experimentale au fost făcute de IPCUP în colaborare cu uzina Hidromecanica, pe standul de probă al uzinei.

Curbele caracteristice exterioare ale convertizorului CHC – 650 – P ridicate experimental sînt indicate în figurile 4 – 8. Curbele poziționate cu numere de la 1 la 7 corespund diferitelor poziții ale paletelor rotorului pompă (α_p), respectiv diferitelor poziții (h) ale servomotorului hidraulic, după cum se arată în tabela 1.

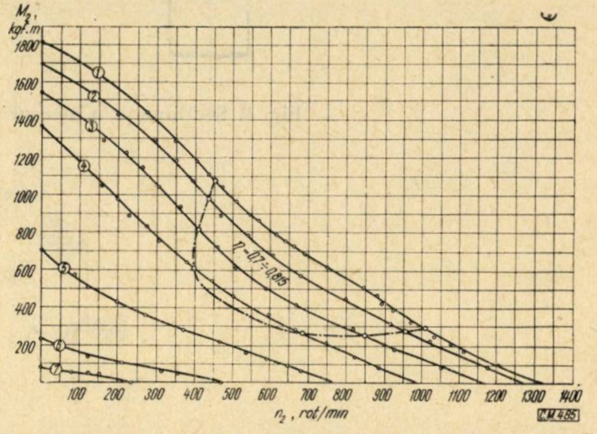


Fig. 8. Curba puterilor P_2 la ieșirea din convertizorul CHC – 650 – P.

Curbele randamentelor (fig. 4) arată că se poate asigura funcționarea convertizorului cu randamente $\eta \geqslant 0,7$, pentru turații la ieșirea din convertizor n_2 cuprinse între 400 și

Tabela 2

Numărul curbelor	1	2	3	4	5	6	7
Unghiul α_p al paletelor rotorului pompă	41°	38°30′	35°	30°30′	26°	20°30′	13°30′
Poziţia pistonului servomotorului hidraulic h, mm	28,9	26,6	24,5	22	19	16	11,4

1000 rot/min, pentru o turaţie de antrenare $n_1 = 1\,600$ rot/min sau pentru rapoarte n_2/n_1 cuprinse între 0,25 şi 0,63. Randamentul maxim al convertizorului s-a realizat de 0,815 pentru deschiderea maximă a paletelor, la o turaţie de 775 rot/min sau la raportul $\frac{n_2}{n_1} = 0{,}485$.

Curbele de putere P_1 (fig. 5) arată că puterile preluate de convertizor de la motorul de antrenare sînt cuprinse între 970 şi 580 CP (710—425 kW) pentru randamente $\eta \geqslant 0{,}7$ şi deschiderea maximă a paletelor. Pentru turaţia de 1 500 rot/min, aceste puteri vor fi de 800—480 CP (590—353kW).

Pentru randamentul maxim $\eta_{max} = 0{,}815$, puterile preluate de la motorul de antrenare sînt de 790 CP (580 kW) pentru $n_1 = 1\,600$ rot/min, respectiv de 650 CP (480 kW) pentru turaţia $n_1 = 1\,500$ rot/min.

Motorul electric de acţionare folosit este de 500 kW, la 1 500 rot/min, 6 kV.

În cazul utilizării convertizoarelor cu palete reglabile în cadrul instalaţiilor de foraj acţionate electric cu alimentare de la reţea, motoarele vor funcţiona în regim continuu la antrenarea pompelor de noroi şi a mesei rotative. În această situaţie, convertizoarele vor funcţiona numai în zona randamentelor maxime $\eta = 0{,}8...0{,}815$ şi deci puterile preluate de la motoarele electrice sînt în jurul valorii de 500 kW.

Pentru regimul intermitent de funcţionare (acţionarea troliului de foraj) se poate utiliza convertizorul pînă la valori ale randamentului $\eta = 0{,}7$, cînd puterea maximă preluată de convertizor este de 590 kW, adică o supraîncărcare a motorului de circa 18%, ceea ce este admisibil. Pentru operaţii de scurtă durată (instrumentaţii etc.), cînd se foloseşte convertizorul în zona momentelor mari (turaţia la ieşire mai mică decît 200 rot/min), puterea preluată de la motorul de antrenare este de 670 kW, ceea ce reprezintă o supraîncărcare a motorului electric de 34%, valoare de asemenea admisibilă.

După cum se poate remarca, sistemul electrohidraulic cu convertizoare cu palete reglabile nu înlătură avantajul pe care îl au motoarele electrice de a putea fi supraîncărcate în regimuri de funcţionare intermitente.

Pentru poziţia de închidere maximă a paletelor, convertizorul preia de la motorul de antrenare 100 CP (76 kW) la 1 500 rot/min. Aceasta va fi sarcina cu care va porni motorul electric, întrucît la pornirea motorului paletele convertizorului sînt închise. Se precizează că în această situaţie paletele nu sînt complet închise, rămînînd între palete distanţe de 2—3 mm, necesare siguranţei în funcţionare.

Analizîndu-se variaţia coeficientului de amplificare ($k = M_2/M_1$) a momentului, indicată în figura 9, rezultă că coeficientul maxim de amplificare, cu poziţia complet deschisă a paletelor, are valoarea 3,8.

Valoarea coeficientului maxim (pentru $n_2 = 0$) creşte pentru poziţia mai închisă a paletelor, pînă la valoarea de 4,7 (pentru curba 4), ca apoi să scadă din nou pe măsură ce continuă să se închidă paletele.

Întrucît convertizorul cu palete reglabile CHC—650-P are acelaşi paletaj cu convertizorul cu palete fixe CHC—650-2 (ce se execută curent), în figura 10 s-a făcut o comparaţie între coeficienţii K_{P1} şi randamentele celor două convertizoare.

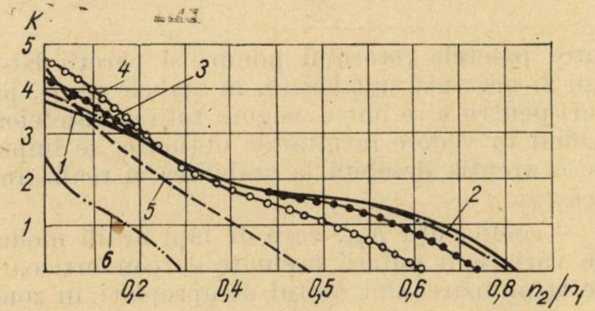


Fig. 9. Variaţia coeficientului de amplificare a momentelor.

Coeficienţii K_{P1} s-au calculat la ambele convertizoare din relaţia :

$$K_{P1} = \frac{P_1}{n_1^3 D^5}, \tag{1}$$

(la convertizorul CHC—650-P s-a calculat coeficientul K_{P1} corespunzător deschiderii maxime a paletelor), în care :

P_1 este puterea preluată de convertizor de la motorul de antrenare, măsurată pe standul de probă pentru un anumit raport n_2/n_1 ;

n_1 — turația motorului de antrenare corespunzătoare puterii preluate P_1, pentru același raport n_2/n_1;

D — diametrul maxim de circulație (diametrul maxim al circuitului hidraulic).

Analizîndu-se curbele din figura 10, rezultă :

— randamentul convertizorului CHC—650-2 cu palete fixe este mai bun decît randamentul convertizorului CHC—650-P cu palete reglabile. Acest fapt se poate explica prin faptul că între paletele rotorului pompă și pereții laterali ai acestuia sînt lăsate, în ambele părți, jocuri pentru a se putea asigura rotirea paletelor. Avînd în vedere rezultatele obținute, se impune o atenția desebită la stabilirea și realizarea acestuia ;

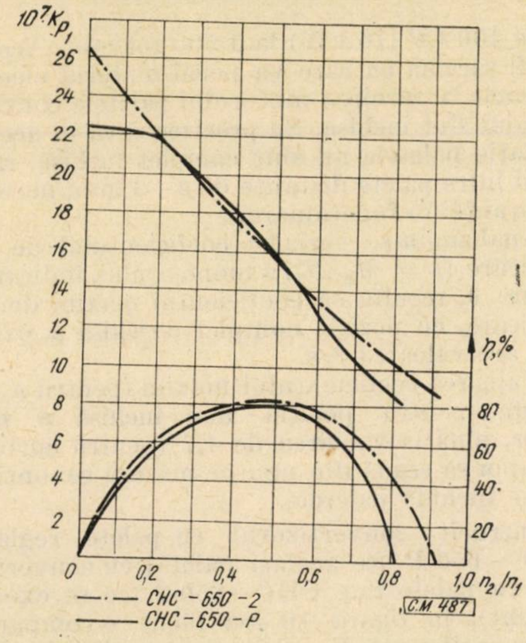


Fig. 10. Comparația între K_{P1} și η la convertizoarele CHC—650—P și CHC—650—2.

— coeficienții K_{P1}, care de fapt arată modul de variație a puterii preluate de convertizoare de la motoare, sînt destul de apropiați în zona cuprinsă între rapoartele $\frac{n_2}{n_1} = 0{,}2$ și $\frac{n_2}{n_1} = 0{,}6$. Diferențe mai mari apar în zonele extreme pentru rapoarte $\frac{n_2}{n_1} \leqslant 0{,}2$ și $\frac{n_2}{n_1} \geqslant 0{,}6$. Deci influența jocurilor dintre paletele rotorului pompă în pereții săi laterali este simțită mai ales în aceste zone.

Valorile coeficienților K_{P1} pentru convertizorul CHC—650-P, calculați conform relației (1) pentru diferite deschideri ale paletelor rotorului pompă, sînt indicate în figura 11.

Coeficienții K_{M1} pentru convertizorul CHC-650-P, pentru diferite deschideri ale paletelor rotorului pompă, sînt indicați în figura 12. Aceștia de fapt arată modul de variație al momentelor preluate de convertizor de la motoarele de antrenare pentru diferite rapoarte n_2/n_1.

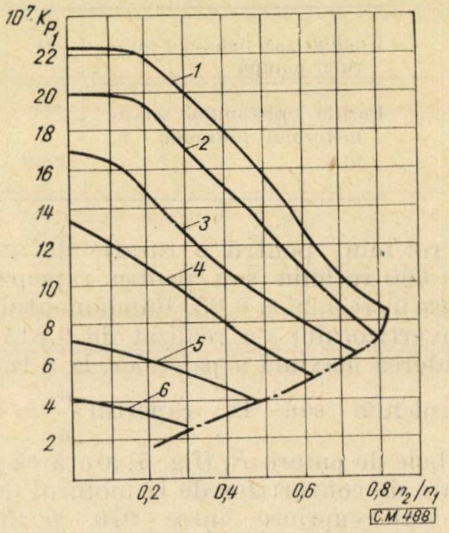


Fig. 11. Variația coeficientului K_{P1} la convertizorul CHC—650—P.

Valorile au fost calculate din expresia :

$$K_{M1} = \frac{M_1}{n_1^2 D^5}, \tag{2}$$

în care :

M_1 este momentul preluat de convertizor de la motorul de antrenare, măsurat pe standul de probă pentru un anumit n_2/n_1;

n_1 și D — aceleași semnificații ca în relația (1).

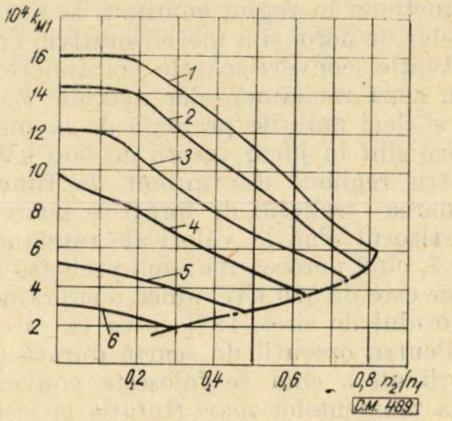


Fig. 12. Variația coeficientului K^{M}_1 la convertizorul CHC—650—P.

Prin cunoașterea coeficienților $K_{P1} = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right)$ sau $K_{M1} = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right)$, a randamentului $\eta = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right)$ și a coeficientului de amplificare a momentului $k = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right)$, calculați pe bază de valori obținute prin măsurări, se poate obţine o suită de coeficienţi experimentali care pot să corecteze formulele teoretice folosite pentru calculul curbelor caracteristice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu palete fixe şi reglabile.

După cum este cunoscut, la calculul caracteristicilor funcţionale ale convertizoarelor hidraulice se poate folosi relaţia :

$$H_p - H_t - \sum h_p = 0, \qquad (3)$$

în care :

H_p este sarcina rotorului pompă ;
H_t — sarcina rotorului turbină ;
Σh_p — suma pierderilor de sarcină în întregul circuit hidraulic al convertizorului.

Relaţia (3) este corectă dacă se admite că acelaşi debit Q trece prin rotorul pompă, rotorul turbină şi aparatul director.

Sarcina rotorului pompă poate fi calculată prin relaţia :

$$H_p = \frac{u_p}{g}\left(u_P \cdot v_{pu} - u'_p v'_{pu}\right), \qquad (4)$$

respectiv se poate ajunge la o relaţie de forma :

$$H_p = A_p + B_p \mathbf{Q}. \qquad (5)$$

La fel se poate scrie pentru rotorul turbină :

$$H_t = \frac{u_t}{g}\left(u'_t \cdot v'_{tu} - u_t v_{tu}\right), \qquad (6)$$

$$H_t = A_t + B_t Q, \qquad (7)$$

în care :

u_p ; u_t sînt vitezele periferice la ieşirea din rotorul pompă şi turbină ;
u'_p ; u'_t — vitezele periferice la intrarea în rotorul pompă şi turbină ;
v_{pu} ; v_{tu} ; v'_{pu} ; v'_{tu} — componentele periferice ale vitezelor absolute.

Întrucît Σh_p este foarte dificil de calculat teoretic, el poate fi determinat în mod indirect prin utilizarea curbelor $H_p = f(Q)$ şi $H_t = f(Q)$, calculate pe baza relaţiilor (5) şi (7), şi a valorilor $K_{M1} = f(n_2/n_1)$ şi $\eta = f(n_2/n_1)$, şi $k = f(n_2/n_1)$, obţinute pe bază de măsurări.

Din confruntarea acestor relaţii va putea rezulta :

$$Q = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right); H_p = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right); H_t = f\left(\frac{n_2}{n_1}\right), \qquad (8)$$

unde Q este debitul real ce circulă în întregul convertizor.

Cunoscîndu-se variaţia debitului şi sarcinilor în funcţie de raportul $\frac{n_2}{n_1}$ se poate trece la calcularea unor coeficienţi care să fie exprimaţi în funcţie de variaţia unghiurilor de şoc de la intrarea în palete, care să poată servi pentru calculul pierderilor hidraulice la convertizoarele cu trei trepte, cu paletaje apropiate de cele de la care s-au folosit rezultatele experimentale.

O analiză mai detaliată a celor enunţate mai sus se va face în cadrul altor lucrări.

BIBLIOGRAFIE

]1] *Anton, I.* Curbele teoretice de sarcină ale pompelor centrifuge prevăzute cu palete reglabile, utilizate la transmisiile hidraulice. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, tom. IX, 3—4, 1962 Academia Republicii Socialiste România, Baza de cercetări ştiinţifice — Timişoara.

]2] *Peligrad, N.* Convertizoare hidraulice de cuplu echipate cu cuplaj de mers liber, utilizate pentru frînare. Comunicările conferinţei de maşini hidraulice din septembrie 1964. Laboratorul de maşini hidraulice — Timişoara.

]3] *Peligrad, N.* Unele tipuri de turboambreiaje şi convertizoare hidraulice de cuplu utilizate în instalaţiile de foraj. Comunicările conferinţei de maşini hidraulice din septembrie 1964. Laboratorul de maşini hidraulice — Timişoara.

Soluţie nouă şi metode moderne de calcul pentru mast-substructură în vederea realizării unor instalaţii competitive pe plan mondial

Ing. EUGEN NICOARĂ, Laureat al Premiului de Stat – IPCUP Bucureşti

1. *Ansamblul mast-substructură*

Activitatea intensă ce se desfăşoară în ţara noastră în vederea realizării de instalaţii şi utilaje competitive pe plan mondial capabile să concureze pe piaţa internaţională cu instalaţiile similare străine a antrenat şi institutul nostru.

Pentru realizarea acestui obiectiv IPCUP, prin specialiştii cei mai experimentaţi din domeniile specifice de activitate, a întreprins o acţiune de cercetare în vederea modernizării utilajului petrolier şi în primul rînd a instalaţiilor de foraj.

În acest fel s-a conturat tendinţa principală pe plan mondial în evoluţia instalaţiilor de foraj ca urmare a necesităţilor actuale ale tehnologiei de foraj, stabilind totodată linia conducătoare pentru o nouă concepţie în proiectarea acestora, concepţie care are la bază noua gamă a instalaţiilor de foraj ai căror parametri principali sînt precizaţi în STAS 6234–65.

La proiectare s-a luat în considerare o serie de norme de circulaţie internaţională, ca API, precum şi exprimarea unor parametri în concordanţă cu acestea, aşa încît devine posibilă o interpretare corectă al domeniului de utilizare şi compararea cu instalaţiile similare de altă fabricaţie.

Noua concepţie este concretizată în proiectele întocmite de IPCUP pentru instalaţiile de foraj F125–2DH, în curs de execuţie uzinală, şi F320–3DH în varianta Diesel hidraulică şi electrică.

Instalaţiile de foraj care fac obiectul acestor preocupări se caracterizează prin parametri ridicaţi, adaptarea acestora cerinţelor forajului modern prin etajarea instalaţiei la mai multe niveluri şi realizarea unor transmisii cu legături rapide care să evite alinierea agregatelor, precum şi prevederea a o serie de dispozitive de mică mecanizare a operaţiilor de la gura puţului.

Construcţia metalică în general şi ansamblul mast-substructură în principal sînt realizate în concordanţă cu aceste deziderate, urmărindu-se cu insistenţă ca soluţiile adoptate să conducă la o reducere importantă a timpilor de montaj şi transport.

În prezenta lucrare referirea se face la instalaţia de foraj F320–3DH, la care avantajele noii orientări a concepţiei sînt mai pregnante.

Necesitatea forajului, în special la mare adîncime, impune realizarea de substructuri care să asigure o înălţime mare a podului sondei pentru a permite montarea unor instalaţii de prevenire de mare presiune. Podul sondei este dezvoltat aşa încît să asigure un spaţiu mare pentru lucru.

În concordanţă cu cele de mai sus instalaţia de foraj F320–3DH (fig. 1) este concepută să fie montată la patru niveluri :

– un nivel al podului sondei la 6 700 mm, care permite utilizarea unei instalaţii de prevenire de mare presiune cu o înălţime pînă la 5 500 mm. La acest nivel se montează grupul de antrenare al mesei rotative, masa rotativă, pupitrul de comandă, pernele pentru prăjini etc. ;

– un nivel general de montaj la cota de 1 400 mm, la care se amplasează troliul de foraj şi se fixează mastul în articulaţiile respective ;

– un nivel la cota de 400 mm la care se aşază cele trei grupuri de forţă şi transmisia intermediară ;

– pompele de noroi antrenate prin ax cardanic se aşază la sol.

În cele ce urmează se prezintă problemele şi aspectele noi ale construcţiilor metalice, respectiv ansamblul mast-substructură, şi contribuţia acestuia la ridicarea gradului de competitivitate al instalaţiei, precum şi metodele specifice de calcul al mastului pentru rezistenţă şi stabilitate.

Principiile care au stat la baza proiectării ansamblului mast-substructură sînt cele prezentate anterior pentru instalaţia de foraj în ansamblu.

Competitivitatea construcţiilor metalice este asigurată prin :

a) Parametri de încărcare şi funcţionali ce satisfac cerinţele forajului modern.

b) Indici tehnico-economici ridicaţi ca rezultat al unei concepţii evoluate, o judicioasă distribuţie a materialului metalic şi utilizarea de oţeluri cu caracteristici mecanice superioare.

c) Podul sondei dezvoltat, pentru a asigura un spaţiu de lucru comod, suprafeţe de depozitare adecvate şi un flux de circulaţie eficient.

d) Soluţii constructive care să ducă la solicitări minime în structura portantă.

e) Dimensionarea corectă şi economică prin utilizarea unor metode moderne de calcul.

f) Timpi de montaj şi de transport reduşi prin :

– asigurarea unui nivel general de montaj la 1 400 mm şi convenabil încărcării, descărcării şi manipulării agregatelor ;

– realizarea nivelului podului sondei la 6 700 mm prin ansambluri ale substructurii ce se rabat în poziţie finală cu cîrligul şi mastul instalaţiei ;

— colete de transport în număr redus și compacte, prevăzute cu legături rapide pentru asamblare;

— înglobarea în coletele de transport a părților aferente de manifold, conducte pneumatice și hidraulice a rețelei de iluminat și forță, prevăzute cu racorduri rapide.

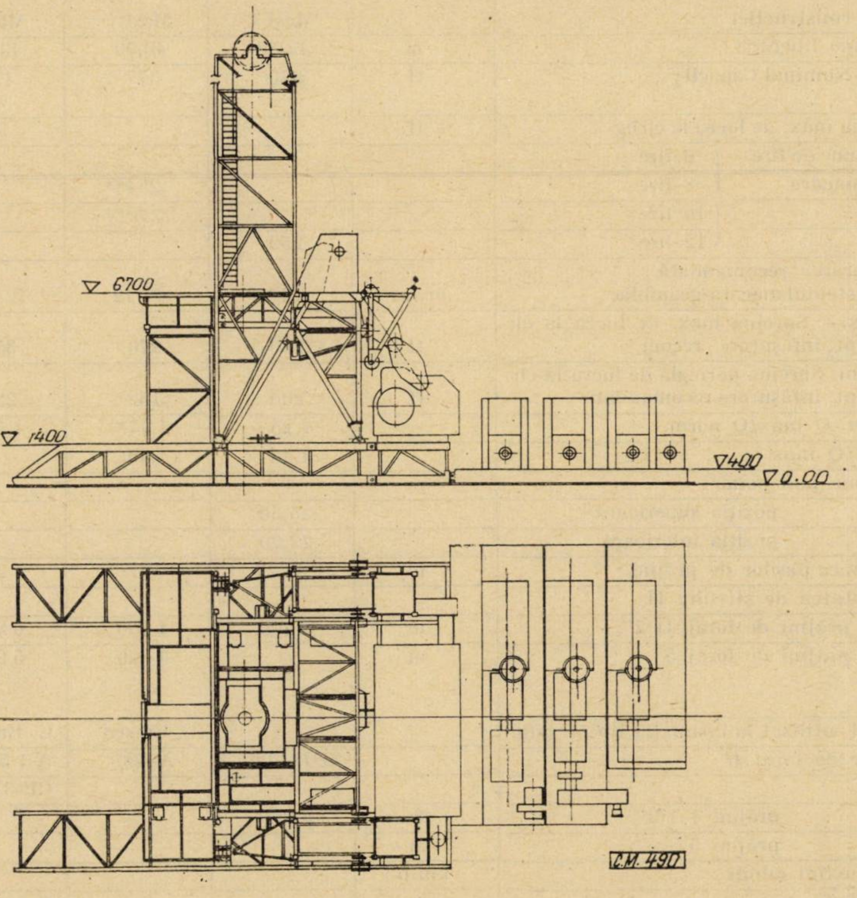


Fig. 1

g) Număr redus de utilaje pentru ridicare și manipulare la montaj.

h) Baracamente simple și ușoare.

i) Baracă utilitară diversificată pentru mai multe scopuri.

j) Utilizarea fundațiilor prefabricate în locul fundațiilor de beton.

Soluția adoptată pentru ansamblul mast-substructură se analizează prin prisma parametrilor proiectați și prin concepția constructivă adoptată.

Parametrii luați în considerare la proiectare situează acest ansamblu la nivelul superior al clasei respective.

Comparînd mastul MA-320 cu masturi de fabricație străină din aceeași clasă (tabela 1) rezultă:

— o sarcină maximă la cîrlig $Q_{max} = 320$ tf față de 250 – 341 tf;

— capacitate API (Gross Nominal Capacity) de 480 tf față de 370—478 tf;

— înălțime liberă de 43,5 m față de 41—43,7 m;

— capacitate de stivuire la podul podarului a unei garnituri de foraj de 5″ de 6 500 m față de 4 320—6 100 m;

— factor de greutate (raport între greutatea mastului, în kg, și produsul între înălțimea, în m, și sarcina maximă la cîrlig, în tf) de 2,22 față de 3,46—2,42.

Reducerea de greutate se explică printr-o distribuție rațională a materialului, prin încorporarea integrală a ansamblului necesar la rabaterea mastului în substructura propriu-zisă și ca o consecință a aplicării unor metode moderne de calcul.

Substructura mesei rotative permite încărcarea concomitentă a 320 tf reprezentînd greutatea unei coloane de tubaj fixată în penele mesei și stivuirea la pernele prăjinilor a pașilor unei garnituri de foraj de 200 tf sub acțiunea unui vînt cu o viteză de 120 km/h.

Prin parametrii de încărcare și funcționali arătați, precum și realizarea podului sondei la înălțimea de 6 700 mm și cu o lățime de 10 200 mm, această instalație se situează în domeniul celor mai avansate instalații de foraj din această clasă, asigurînd condițiile forajului modern.

Nr. crt.	CARACTERISTICI		R. S. R.	C. Emsco		I d e
			TMA – 200/n	B – 134	B – 142	FM – 143 650 – 24
1	Tipul construcţiei		Mast	Mast	Mast	Mast
2	Înălţime liberă h	m	42,88	40,90	43,60	43,70
3	Gross Nominal Capacity	tf	370	377	478	462
4	Sarcina max. de lucru la cîrlig	tf				
	număr de fire 6 fire					264
	la macara 8 fire			254**		295
	10 fire			270**		323
	12 fire		250			341
5	Înfăşurarea recomandată la sistemul macara-geamblac	nr.fire	12/14	10/12	12/14	12/14
6	Q max. – Sarcina max. de lucru la cîrlig. pt. înfăşurare recom.	tf	250	270	354*	341
7	Q norm. Sarcina normală de lucru la cîrlig. pt. înfăşurare recomandat	tf	200	152*	230*	200*
8	Raport Q max/Q norm.		1,25	1,77*	1,54*	1,70*
9	G N C/Q max		1,48	1,49		1,36
10	Înălţime pod podar	m				
	poziţia superioară		25,50			26,9 –
	poziţia inferioară		22,70			23,5
11	Lungimea paşilor de prăjini	m	24 şi 27	27	27	27
12	Capacitatea de stivuire H					
	prăjini de foraj 41/2"	m	5 200	4 750	6 850	5 270
	prăjini de foraj 5"	m		4 320	5 950	4 500
13	Mastul utilizat la instalaţia tip pt. adîncime de foraj *H*		3DH-200	C. Emsco A-800	C. Emsco A-1 500 CE-3 000	Ideco Super 7-11
	prăjini 4 1/2"	m	5 000			3 000 – 5 100
	prăjini 5"	m				
14	Vînt maxim admis	km/h				
	mast fără sarcină cu stiva de prăjini la pod	km/h	120	120	120	
	fără stiva de prăjini la pod	km/h		160	160	
	Q norm + stiva de prăjini la pod	km/h	70			
15	Greutatea mastului *G*	t	39,5			39,1
16	Factor de greutate $\frac{G_{kg}}{Qtf \times h^{m}}$		3,46*			2,62*
17	Observaţii					

* – date deduse pe baza datelor de catalog – ** date prelucrate din material de ofertare.

Noua concepţie a ansamblului mast-substructură a fost determinată de aspectele arătate anterior şi s-a urmărit satisfacerea completă a acestor deziderate.

Nivelul general de montaj, la cote de 1 400 mm, este realizat din două substructuri longitudinale şi o substructură transversală a troliului. Substructura troliului are înglobată o habă de 22 m³ pentru apa de răcire a frînei troliului. Această habă se umple cu apă înainte de rabatarea mastului pentru a asigura stabilitatea ansamblului la această operaţie. Con-

Tabela 1

c o		L. C. Moore Model Nr.		Trauzl		Salzgitter	Wirth	U. R. S. S.	R. S. R.
FM–143 650–30	EFM – 142 –750	27203M	27244	BH53–44	BM 42–35	As 300/40	Sist. Trauzl. BM 42–400	Vb53–300	M A 320
Mast	Mast	Mast	Mast	Mast	Mast	Mast	Mast	Turlă	Mast
43,70	43,30	43,60	43,60	51,80	42,20	40,00	42,00	53,00	43,50
462	462	454	467	440 cap.	cor. 350	340	400 sar. max. cor.		480
264									
295	295								
323	323					242			
341	341	310	318						320
12/14	12/14	12/14	12/14	10/12**	10/12	10/12	12/14	12/14	10/12
341	341	310	318	300**	268*	242	330*	300	320
225*		154*	172*	180*	117*	195*	270*		200
1,50*	1,50	2,0 *	1,77*	1,66*		1,24*	1,20*		1,60
1,36	1,36	1,46	1,47	1,47		1,41			1,50
26,9–				34,2	27,13	25,0	24,8	35,05	26,19
23,5								23,09	22,40
27		27	27	36	27	27		24 şi 36	27
7 000		4 780	5 350			6 000	5 000	7 000	
6 080		4 380	4 940					5 000 (5 9/16″)	5″-6 500 51/2″– 5 300
Ideco	Ideco			Haniel-Lueg.			Wirth		
							GH-1200		F-320
H-2500	E-2500								
6 000	4 500–4 700			6 000	3 680				
					4 580				6 500
									120
									70
41,6				49,2	38,6	27,5	43 incl. geambl.	34,2	31
2,80*				3,14*	2,42*	2,82*	3,11*	2,14*	2,22
				sarcina normală coroana 360 Firma Trauzl nu mai figurează în comp. cat. 1966–1967			sarcina normală coroană 350 tf.	Turla din ţevi cu tiranţi din oţel rotund Montare cu Kerşenbaum	

tragreutatea realizată de apa din habe a permis utilizarea unei soluţii simple pentru substructura grupului de forţă şi deci o reducere apreciabilă a greutăţii acesteia.

La acest nivel se descarcă şi se manipulează subansamblurile de construcţie metalică, care constituie substructura mesei la cota de 6 700 mm.

Aceste subansambluri se manipulează cu ajutorul unui cabestan pneumatic pînă la introducerea în articulaţia de la nivelul de 1 400 mm.

În afară de capra de ridicare care se rabate în poziția de lucru cu un gin-pol, celelalte subansambluri ale substructurii se rabat cu ajutorul mastului după ridicarea acestuia. În felul acesta se realizează subtructura, cu podul sondei la nivelul de 6 700 mm fără a necesita utilaje speciale de ridicare.

Tot cu mastul și cîrligul de ridicare se așază, pe podul sondei, masa rotativă și grupul de antrenare al mesei.

Montarea mastului se face la nivelul caprelor rampei de prăjini, dispuse corespunzător astfel încît să permită asamblarea picioarelor mastului, primul tronson al acestuia montîndu-se direct în articulația de pe substructură, la cota de 1 200 mm.

Această soluție elimină operația delicată a ridicării tronsoanelor mastului la înălțimi mari (circa 6,0 m) necesară în soluțiile anterioare.

După rabatere, picioarele mastului se solidarizează cu capra de rabatere formînd împreună tronsonul de bază al mastului, care la rîndul lui se solidarizează prin grinzi de blocul spațial al pernelor de prăjini, astfel încît întreg ansamblul mast și substructură conlucrează ca un tot (fig. 1). În acest fel se asigură o rigiditate sporită mastului la încovoiere și torsiune, ceea ce permite eliminarea ancorelor mastului și ale podului podar.

Deschiderea picioarelor mastului la 9 200 mm, precum și înălțimea de 6 700 mm a podului sondei, permit satisfacerea condițiilor cerute de forajul modern ca suprafață mare de lucru și ca posibilitate a utilizării unei instalații de prevenire cu o înălțime pînă la 5 500 mm.

Elementele prevenitorului de erupție se pot introduce ușor pe la partea frontală a substructurii. În acest scop, jilipul instalației este astfel rezolvat încît, montat orizontal, în continuarea pasarelei centrale a rampei de prăjini, constituie o cale de rulare a unui cărucior existent. Acest cărucior transportă părțile constitutive ale prevenitorului pînă la beciul sondei.

Celelalte ansambluri de construcție metalică, ca baraca instalației, baraca sondor șef etc., s-au rezolvat de o manieră care să conducă la greutatea proprie minimă. Unele aspecte particulare ale soluționării construcțiilor metalice se vor vedea o dată cu urmărirea fazelor de montaj ce se succed într-o ordine logică (fig.2).

Mastul, pe lîngă asigurarea integrală a parametrilor funcționali ai instalației, satisface și parametrii specifici acestuia în ceea ce privește flambajul solicitării dinamice etc.

Prin înglobarea caprei de ridicare în scheletul de rezistență al substructurii rezultă o utilizare mai rațională a metalului, în schimb consola mastului de tip nou devine mai mare în comparație cu cea a mastului cu contrafișe.

Pentru a se menține zveltețea noului mast (coeficientul de subțirime) în aceleași limite, distanțele dintre pereții zăbreliți ai picioarelor s-au mărit corespunzător.

Menținînd aceeași suprafață a secțiunii transversale a picioarelor s-a mărit capacitatea de încărcare a mastului prin soluții constructive bazate pe concluziile studiului teoretic aplicativ efectuat în acest scop. Astfel s-a determinat, prin calcul de ordinul II, valoarea optimă a descentrării geamblacului, deci și a punctului de aplicație a încărcării produse de sarcina la cîrlig, astfel încît momentul încovoietor rezultat prin această descentrare și constant pe înălțimea mastului să fie de sens contrar și să reprezinte 50 % din valoarea momentului încovoietor rezultat din tracțiunea oblică a cablului troliului incluzînd și momentul încovoietor produs de sarcina axială în raport cu poziția deformată a construcției. Prin această soluție combinată cu o teșire a picioarelor mastului la partea superioară s-au obținut eforturi minime în structura portantă, respectiv o creștere a capacității portante cu minimum 20%.

Pentru dimensionarea economică a mastului se aplică metode moderne de calcul, mai riguroase, printre care este și calculul de ordinul II menționat mai sus. Aceste metode nu sînt introduse în practica curentă de proiectare, fapt pentru care acestea sînt prezentate în capitolul următor.

Soluția nouă de principiu pentru ansamblul mast-substructură aplicată la seria nouă a instalației de foraj (F125—2DH, F320—3DH), prin soluțiile constructive adoptate, prin reducerea greutății în urma unei dimensionări riguroase și prin realizarea unor colete compacte la transport, asigură timpi de montaj minimi ai construcției metalice și totodată permit un montaj rapid al agregatelor mecanice. Montajul într-o ordine prestabilită se execută pe faze, după o amenajare prealabilă a locației și după montarea prefabricatelor de beton pentru fundație.

2. *Metode moderne pentru calculul de rezistență și stabilitate la mast*

2.1. *Generalități.* Zveltețea mastului îl face foarte sensibil la acțiunea sarcinilor ce produc momente încovoietoare și momente de torsiune. Noua soluție pentru mast elimină contrafișele, existente pînă acum, ceea ce are ca efect o greutate a mastului apreciabil mai mică, în schimb datorită consolei sporite devine mai sensibil la acțiunea sarcinilor amintite mai sus.

Aplicarea metodelor curente de calcul la mast duce la unele supradimensionări, accentuate la noile masturi, datorită zvelteței acestuia. Pentru a se evita aceste inconveniente în vederea realizării unei construcții competitive pe plan mondial, la dimensionarea mastului s-a adoptat calculul static de ordinul II, neuzual în calculele curente, aplicarea acestuia în forma specifică verificării stabilităţii elastice (flambaj general) şi aplicarea unei metode de calcul originale pentru calculul de torsiune a ansamblului mastului, în situaţia acţiunii uraganului care produce momente la torsiune importante.

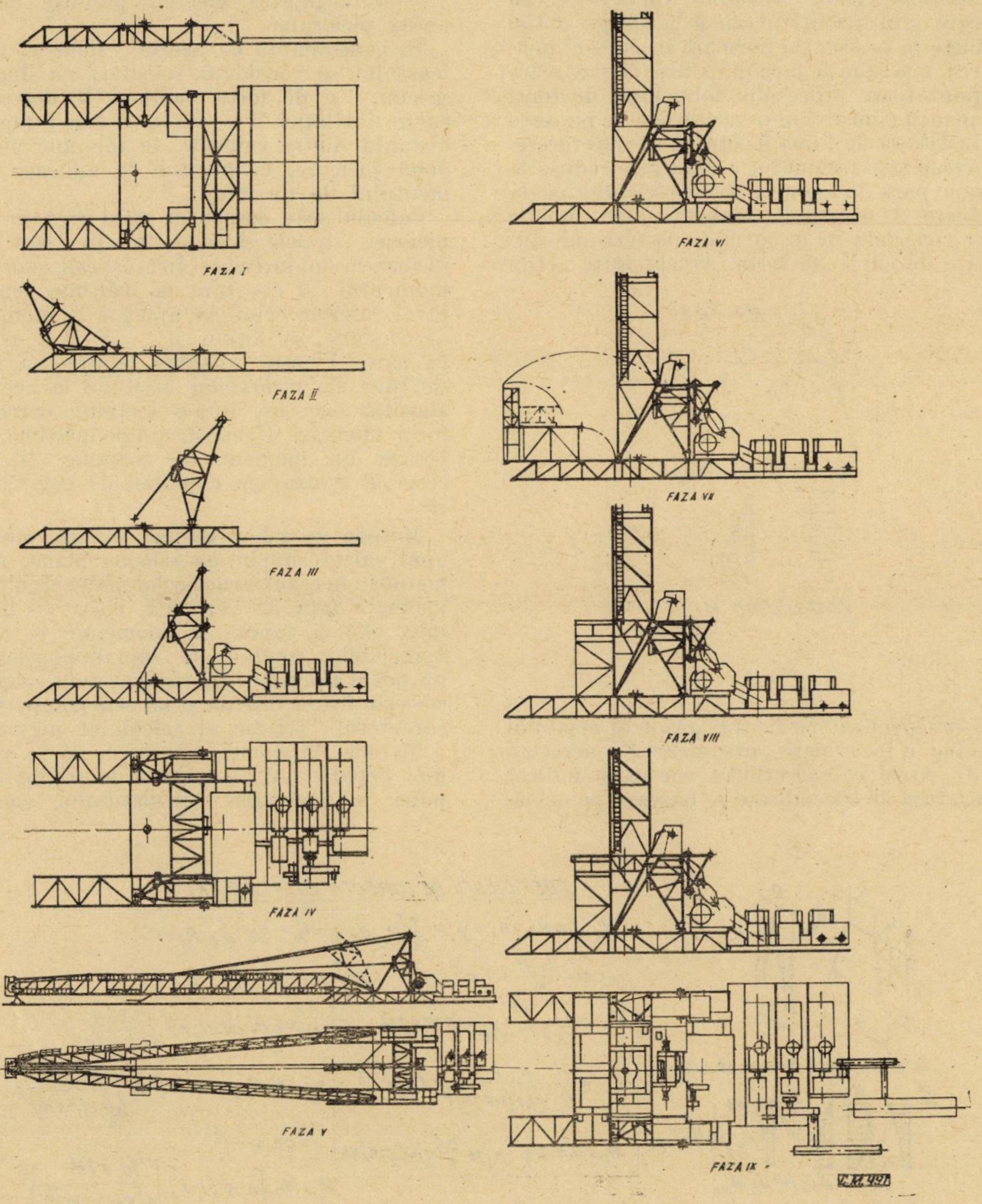


Fig. 2

2.2. *Metoda de calcul la torsiune.* Prin aplicarea metodei curente de calcul la ipoteza de încărcare corespunzătoare acţiunii uraganului ($v = 120$ km/h), mastul, datorită aproximaţiilor acestei metode, este dimensionat la eforturile provenite din această solicitare, drept urmare a momentelor de torsiune mari produse de acţiunea vîntului asupra garniturii de foraj depozitate la consola mastului (podul podar). Acest fapt a generat o cercetare teoretică aplicativă în vederea elaborării unei metode de calcul mai riguroasă şi totodată practică, la solicitarea mastului prin momente de torsiune. Prin aplicarea acestei metode, eforturile obținute în structura mastului din acțiunea uraganului sînt inferioare celor provenite din ipoteza de încărcare prin sarcina maximă la cîrlig. Astfel se ajunge la o situație normală în care dimensionarea mastului se face în ipoteza de încărcare corespunzătoare procesului tehnologic de foraj și nu pentru o încărcare parazitară ce se produce cînd instalația de foraj încetează să mai foreze.

Picioarele mastului au o rigiditate redusă la tensiune pură în comparație cu rigiditatea la încovoiere a acestora. Aceasta duce practic la a se considera că momentele de torsiune sînt preluate de cuple de forțe. Aceste forțe acționează independent pe fiecare picior al mastului și produc o încovoiere antisimetrică a acestora (fig. 3). Acest calcul utilizat curent și indicat în literatura de specialitate se bazează pe următoarele ipoteze simplificatoare, care permit efectuarea calculului pe scheme statice plane :

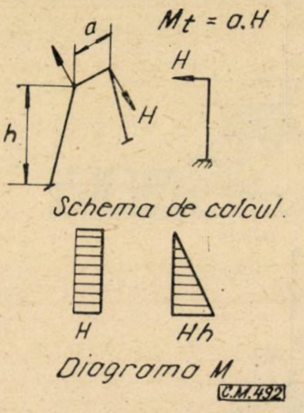

a
$M_t = a.H$
H
H
h
Schema de calcul
H
Hh
Diagrama M
C.M.432

Fig. 3

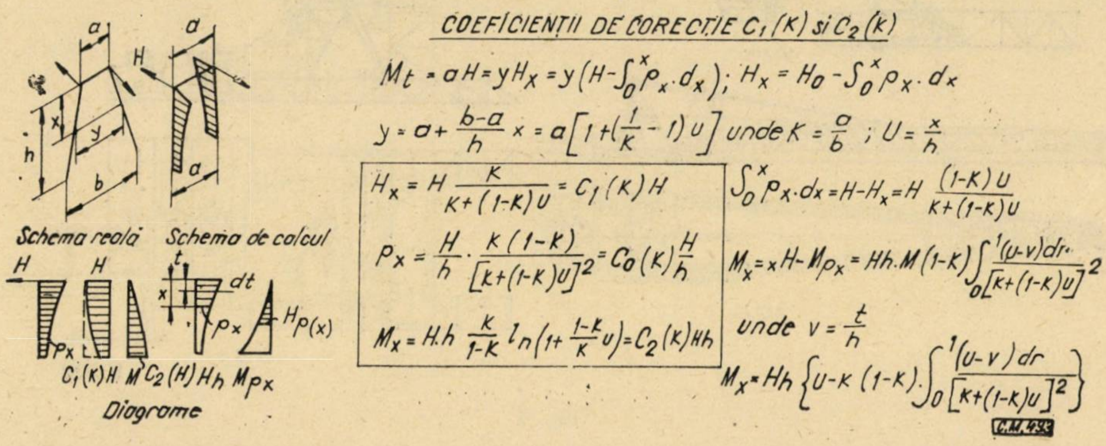

a
a
H
x
y
h
b
a
Schema reală
Schema de calcul
H
H
t
dt
x
p_x
p_x
$H_{p(x)}$
$C_1(K)H$
M
$C_2(H)Hh$
M_{px}
Diagrame
COEFICIENȚII DE CORECȚIE $C_1(K)$ și $C_2(k)$
$M_t = aH = yH_x = y(H - \int_0^x p_x \cdot d_x)$; $H_x = H_0 - \int_0^x p_x \cdot d_x$
$y = a + \frac{b-a}{h} x = a[1 + (\frac{1}{k} - 1) u]$ unde $K = \frac{a}{b}$; $U = \frac{x}{h}$
$H_x = H \frac{K}{K + (1-K) u} = C_1(K) H$
$p_x = \frac{H}{h} \cdot \frac{K(1-K)}{[K + (1-K)u]^2} = C_0(K) \frac{H}{h}$
$M_x = H.h \frac{K}{1-K} l_n (1 + \frac{1-K}{K} u) = C_2(K) Hh$
$\int_0^x p_x \cdot dx = H - H_x = H \frac{(1-K) u}{K + (1-K) u}$
$M_x = x H - M_{px} = Hh . M (1-K) \int_0^1 \frac{(u-v) dr}{[K + (1-K) u]^2}$
unde $v = \frac{t}{h}$
$M_x = Hh \left\{ u - K (1-K) . \int_0^1 \frac{(u-v) dr}{[K + (1-K) u]^2} \right\}$
C.M.433

Fig. 4

— se neglijează rigiditatea la răsucire a legăturilor dintre cele două picioare;

— se consideră că, în planul orizontal de acțiune al momentului de torsiune, picioarele sînt legate rigid;

— se neglijează efectele produse de înclinarea piciorului.

În concordanță cu aceste ipoteze, piciorul mastului se consideră solicitat, pe lîngă alte sarcini, și de forța cuplului H determinată conform relației $H = M_t/a$, în care a reprezintă distanța dintre centrele de torsiune ale celor două picioare, la nivelul de aplicare a momentului de torsiune.

Calculul este corect în cazul structurilor cu picioare paralele și acoperitor în cazul în care picioarele sînt înclinate. În acest caz, considerînd momentul M constant pe înălțime pentru un nivel inferior celui de aplicare a momentului de torsiune, se obține $M_t' = Y \cdot H > aH = M_t$ în care Y este distanța dintre centrele de torsiune ale picioarelor mastului la acel nivel. Rezultă deci că, într-o secțiune oarecare x, forța tăietoare H, constantă pe înălțime, echilibrează un moment de torsiune $M_t' > M_t$, ceea ce contravine condiției de echilibru static.

Metoda de calcul clasică permite efectuarea unui calcul simplu pe scheme plane. Această metodă , în cazul structurilor înalte și cu picioare înclinate față de verticală, chiar cu unghiuri mici (4°) și supuse la momente de torsiune apreciabile, conduce la supradimensionări ce nu pot fi neglijate. Efectuarea unui calcul riguros este foarte dificilă și nu este compatibilă cu caracterul practic al calculului ingineresc.

Metoda de calcul, riguroasă, ce se prezintă mai departe are caracterul de originalitate și pune la îndemîna calculatorului coeficienți de corecție C_1 (K) pentru eforturile tăietoare și C_2 (K) pentru momentele încovoietoare determinate prin calcul clasic, considerînd picioarele paralele. De asemenea se prezintă o altă

Tabela 2

Factori	K																			
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
C_1	0,050	0,100	0,150	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400	0,450	0,500	0,550	0,600	0,650	0,700	0,750	0,800	0,850	0,900	0,950	1,000
C_2	0,157	0,266	0,334	0,402	0,464	0,530	0,564	0,610	0,650	0,692	0,730	0,765	0,798	0,830	0,860	0,887	0,925	0,945	0,970	1,000
C_3	0,0396	0,1086	0,1863	0,2295	0,2940	0,3456	0,400	0,4605	0,5160	0,5760	0,6255	0,6750	0,7230	0,7680	0,8130	0,8550	0,8940	0,9300	0,9660	1,000

serie de coeficienţi $C_3(K)$ şi $C_4(K)$, utili în cazul calculului static nedeterminat, pentru determinarea coeficienţilor necunoscutelor δ_{ij} sau a termenilor liberi δ_{ip}, cînd în expresia acestora intervin momente încovoietoare, antisimetrice pe ansamblul structurii, produse de momentele de torsiune exterioare sau de momentele de torsiune unitare. În principiu, la calculul coeficienţilor de corecţie se menţin ipotezele de bază ale metodei clasice, dar se ia în considerare efectul înclinării picioarelor. Aceasta are drept consecinţă considerarea variaţiei pe înălţime a braţului de pîrghie dintre forţele tăietoare antisimetrice, aplicate în centrul de torsiune al picioarelor şi care echilibrează în orice secţiune momentul de torsiune exterior.

Originalitatea şi simplitatea metodei constă în introducerea unei sarcini de corecţie p_x distribuită pe înălţime, astfel încît în fiecare secţiune să se obţină o forţă tăietoare H_x care, pe ansamblul structurii, să satisfacă condiţia de echilibru static $H_x . Y = M_t$ (fig. 4).

Determinarea coeficienţilor de corecţie amintiţi se face în funcţie de parametrul geometric $K = a/b$, unde a reprezintă distanţa dintre centrele de torsiune la nivelul de aplicare al momentului de torsiune M_t, iar b reprezintă aceeaşi distanţă dar la nivelul la care se caută valoarea efortului tăietor sau a momentului încovoietor. În figura 4 este arătat succint cum s-au determinat expresiile coeficienţilor $C_1(K)$ şi $C_2(K)$. În tabela 2 sînt intabulate valorile coeficienţilor în funcţie de K şi pentru $U = x/h = 1$. Expunerea detaliată a metodelor cu posibilităţi multiple de aplicare şi cu tabele detaliate cuprinzînd valori ale coeficienţilor pentru zece intervale egale pe înălţimea H este arătată în lucrarea [12]. Cele arătate mai înainte sînt valabile pentru picioarele mastului cu articulaţii la partea inferioară şi deci care nu pot transmite şi momente de torsiune, cum este cazul masturilor cu contrafişe. În figura 5 este arătată diferenţa dintre eforturile tăietoare şi momentele încovoietoare, determinate prin metoda clasică şi cea prezentată, în secţiunea *0* din dreptul reazemului realizat de contrafişe şi unde momentele au valoarea maximă. Se consideră momentul de torsiune aplicat în secţiunea *2* (la geamblac) şi în secţiunea *1* la podul podarului. Se constată că diferenţele sînt apreciabile şi nu pot fi neglijate. În cazul în care picioarele pot prelua şi torsiunea, cum este cazul la masturile ce echipează noile instalaţii de foraj, ca o consecinţă a conlucrării acestora cu substructura, sistemul static este nedeterminat. Urmează a se determina momentul de torsiune X ce torsionează picioarele, iar diferenţa $M_t - X$ este preluată prin încovoierea antisimetrică a picioarelor, după cum s-a arătat înainte.

Rezolvarea ecuaţiei de condiţie (fig. 6) se face prin metoda curentă, dar utilizînd coeficientul de corecție C_3 (K) din tabela 2, cu care se afectează valoarea integralelor $\int_0^l m_t m_j \, dx/EI = \delta_{ij}$. Prin utilizarea coeficienților de corecție se introduce efectul înclinării picioarelor, calculul făcîndu-se considerînd mastul cu picioarele paralele și la o distanță egală cu distanța la nivelul de aplicare a momentului de torsiune M_t.

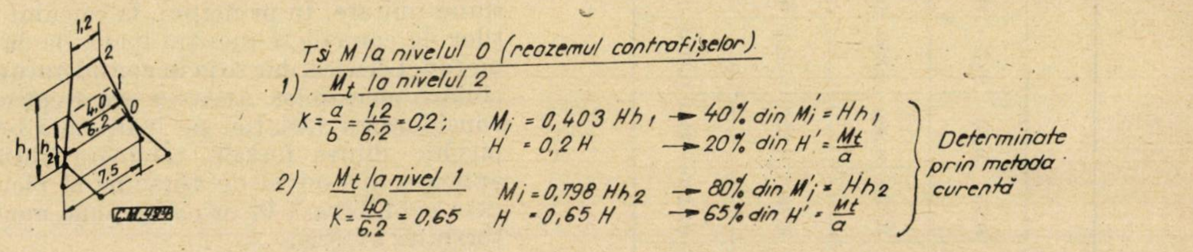

1,2
2
1
0
6,0
6,2
7,5
h
h_1
h_2
C.M.495
T și M la nivelul 0 (reazemul contrafișelor)
1) M_t la nivelul 2
$K = \frac{a}{b} = \frac{1,2}{6,2} = 0,2$;
$M_j = 0,403\,Hh_1 \rightarrow 40\%$ din $M_j' = Hh_1$
$H = 0,2\,H \rightarrow 20\%$ din $H' = \frac{M_t}{a}$
2) M_t la nivel 1
$K = \frac{40}{6,2} = 0,65$
$M_j = 0,798\,Hh_2 \rightarrow 80\%$ din $M_j' = Hh_2$
$H = 0,65\,H \rightarrow 65\%$ din $H' = \frac{M_t}{a}$
Determinate prin metoda curentă

Fig. 5

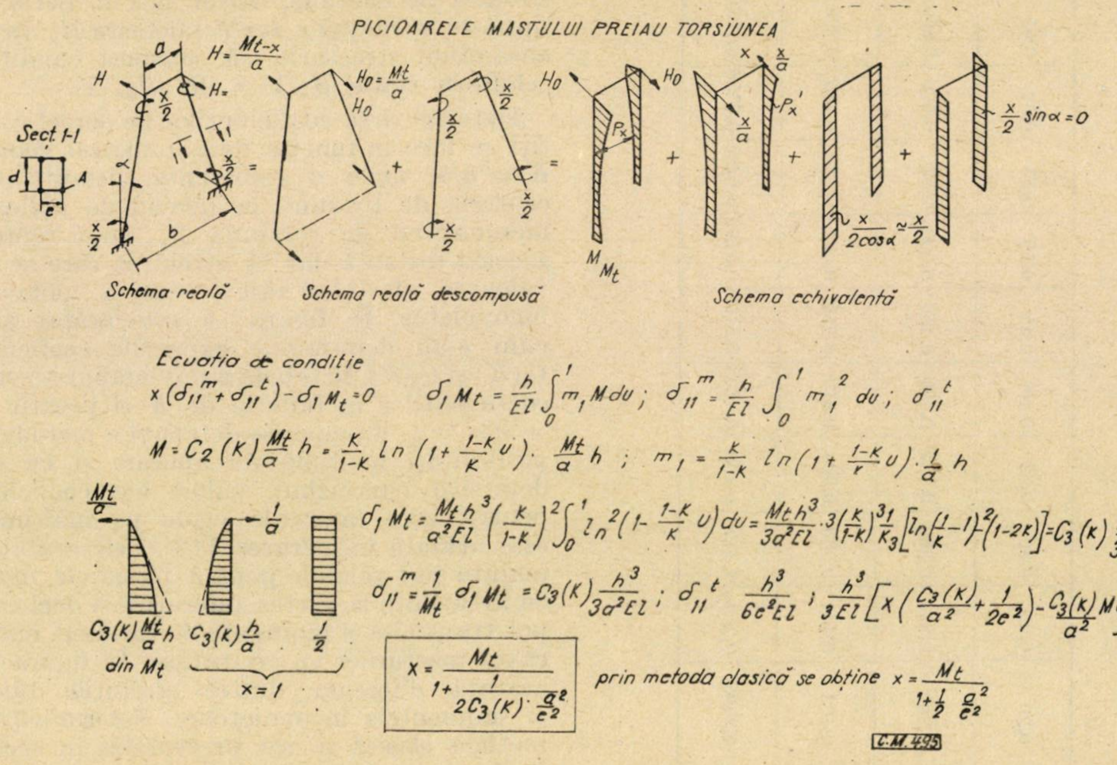

PICIOARELE MASTULUI PREIAU TORSIUNEA
Sect. I-I
d
A
e
a
b
α
H
$H = \frac{M_t - x}{a}$
$\frac{x}{2}$
$H_0 = \frac{M_t}{a}$
H_0
P_x
P_x'
$\frac{x}{a}$
M_{M_t}
$\frac{x}{2\cos\alpha} \approx \frac{x}{2}$
$\frac{x}{2}\sin\alpha = 0$
Schema reală
Schema reală descompusă
Schema echivalentă
Ecuația de condiție
$x(\delta_{11}^m + \delta_{11}^t) - \delta_1 M_t = 0$
$\delta_1 M_t = \frac{h}{EI}\int_0^1 m_1 M\,du$; $\delta_{11}^m = \frac{h}{EI}\int_0^1 m_1^2\,du$; δ_{11}^t
$M = C_2(K)\frac{M_t}{a}h = \frac{K}{1-K}\ln\left(1 + \frac{1-K}{K}u\right)\cdot\frac{M_t}{a}h$; $m_1 = \frac{K}{1-K}\ln\left(1+\frac{1-K}{r}u\right)\cdot\frac{1}{a}h$
$\delta_1 M_t = \frac{M_t h^3}{a^2 EI}\left(\frac{K}{1-K}\right)^2\int_0^1 \ln^2\left(1 - \frac{1-K}{K}u\right)du = \frac{M_t h^3}{3a^2 EI}\cdot 3\left(\frac{K}{1-K}\right)^3\frac{1}{K_3}\left[\ln\left(\frac{1}{K}-1\right)^2(1-2K)\right] = C_3(K)\frac{M_t h^3}{3a^2 EI}$
$\delta_{11}^m = \frac{1}{M_t}\delta_1 M_t = C_3(K)\frac{h^3}{3a^2 EI}$; $\delta_{11}^t\ \frac{h^3}{6e^2 EI}$; $\frac{h^3}{3EI}\left[x\left(\frac{C_3(K)}{a^2} + \frac{1}{2e^2}\right) - \frac{C_3(K)}{a^2}M_t\right] = 0$
$\frac{M_t}{a}$
$\frac{1}{a}$
$C_3(K)\frac{M_t}{a}h$
din M_t
$C_3(K)\frac{h}{a}$
$\frac{1}{2}$
$x = 1$
$x = \frac{M_t}{1 + \frac{1}{2C_3(K)\cdot\frac{a^2}{e^2}}}$
prin metoda clasică se obține $x = \frac{M_t}{1 + \frac{1}{2}\frac{a^2}{e^2}}$
C.M.495

Fig. 6

În figura 6 se arată modul de calcul al termenilor δ_{11} și $\delta_1 M$ ce intră în expresia ecuației de condiție. Se arată expresia lui X determinată prin metoda de calcul curent și metoda mai exactă.

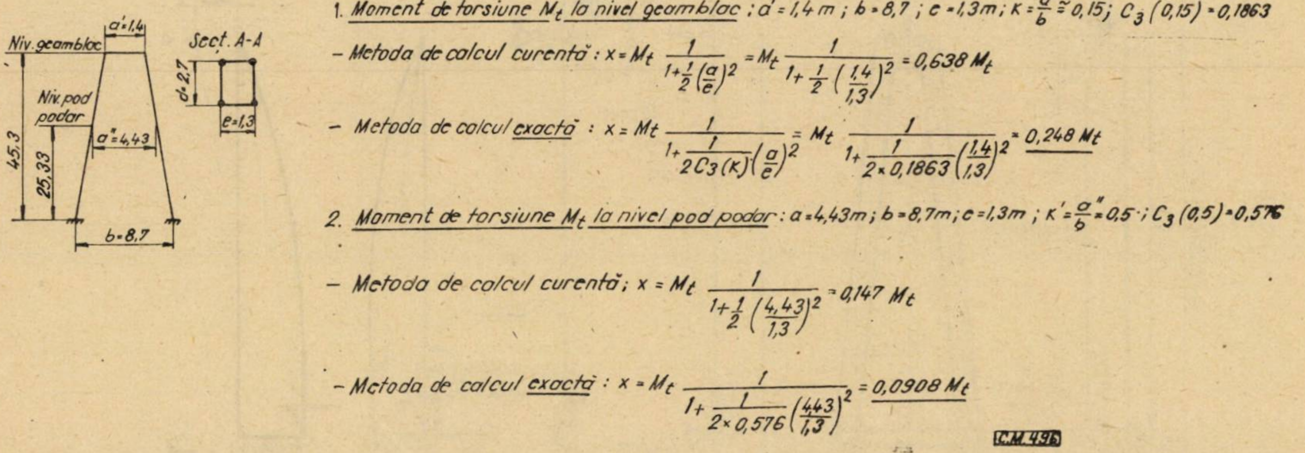
În figura 7 se arată diferența dintre valoarea momentului de torsiune X preluat de picioarele mastului determinat, pentru mastul MA 320 (instalația de foraj 3DH—200), prin metoda curentă și cea prezentată, în cazul aplicării momentului de torsiune M_t la nivelul coroanei geamblacului și la nivelul podului podar. Diferențele sînt apreciabile și nu pot fi neglijate (prin calculul mai riguros, valoarea lui X reprezintă 39%, respectiv 62% din valoarea determinată prin calculul curent).

Reducerea eforturilor în bare, din acțiunea uraganului, urmare a aplicării metodei noi de calcul, face ca mastul să nu mai fie dimensionat această ipoteză de încărcare ci la sarcina maximă la cîrlig (Q_{max}). Modul în care construcția răspunde la această solicitare (Q_{max}) se analizează mai departe.

2.3. *Calculul static de ordinul II și la stabilitate pentru mast.* Studiul comportării mastului la preluarea sarcinilor din ipoteza de încărcare corespunzătoare sarcinii maxime la cîrlig a constituit o preocupare pentru determinarea cît mai riguroasă a eforturilor la aceste solicitări în vederea unei dimensionări corecte și economice.

Sarcina maximă la cîrlig Q_{max}, cu toate componentele corespunzătoare, se poate reduce în final la o sarcină concentrată la coroană cu o componentă verticală P și una orizontală H (fig. 8).

Mastul, considerat ca o construcție zveltă și înaltă, este puternic solicitat la compresiune ($P > 0{,}3\ P_{critic}$), la încovoiere prin sarcina transversală H, și nu are legături spațiale suficiente care să creeze o structură rigidă și deci adaptabilă. În consecință, la determinarea eforturilor se aplică calculul de ordinul II, precum și o verificare mai riguroasă la stabilitatea elastică a mastului, deși în practica de calcul această metodă nu este uzuală.



1. Moment de torsiune M_t la nivel geamblac: $a' = 1{,}4\ m$; $b = 8{,}7$; $c = 1{,}3\ m$; $K = \frac{a'}{b} \cong 0{,}15$; $C_3(0{,}15) = 0{,}1863$

– Metoda de calcul curentă: $x = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2}\left(\frac{a}{e}\right)^2} = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2}\left(\frac{1{,}4}{1{,}3}\right)^2} = 0{,}638\ M_t$

– Metoda de calcul exactă: $x = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2C_3(K)}\left(\frac{a}{e}\right)^2} = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2 \times 0{,}1863}\left(\frac{1{,}4}{1{,}3}\right)^2} = \underline{0{,}248\ M_t}$

2. Moment de torsiune M_t la nivel pod podar: $a = 4{,}43\ m$; $b = 8{,}7\ m$; $c = 1{,}3\ m$; $K' = \frac{a''}{b} = 0{,}5$; $C_3(0{,}5) = 0{,}576$

– Metoda de calcul curentă: $x = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2}\left(\frac{4{,}43}{1{,}3}\right)^2} = 0{,}147\ M_t$

– Metoda de calcul exactă: $x = M_t \frac{1}{1+\frac{1}{2 \times 0{,}576}\left(\frac{443}{1{,}3}\right)^2} = \underline{0{,}0908\ M_t}$

Fig. 7

Caracteristica esențială a calculului de ordinul II constă în aplicarea ecuațiilor de echilibru luînd ca bază poziția deformată a construcției și nu poziția inițială, simplificare acceptată în statica liniară. Prin acest calcul se determină momentele încovoietoare incluzînd și momentul suplimentar produs de sarcina verticală în raport cu poziția deformată a construcției, necunoscută inițial, ceea ce duce la formulări matematice mai complicate.

Calculul de ordinul II se referă numai la solicitări în stadiul elastic, iar relațiile ce se obțin sînt liniare numai în raport cu încărcarea transversală, cu condiția ca încărcarea axială P să rămînă constantă.

Practic, calculele statice se conduc identic ca în statica liniară, astfel încît ecuațiile de condiție stabilite rămîn valabile și în calculul de ordinul II, după ce sînt corectate prin funcții de tip $\varphi\ (Kl)$. La calculul parametrului $Kl = V = l\sqrt{\frac{P}{EI}}$, prin P se înțelege solicitarea axială a barei respective. Pentru valori mari ale lui V, coeficienții de corecție diferă mult de unitate și este necesară efectuarea calculului de ordinul II.

Prin calcul la stabilitate se determină încărcarea critică pentru care structura devine instabilă și trece într-o formă de echilibru stabil. La acest calcul se presupune totdeauna că încărcările verticale sînt concentrate în noduri. Această ipoteză transformă sistemul ecuațiilor de condiție canonice, neomogene, într-un sistem de ecuații omogene (termeni liberi nuli). Pentru ca sistemul de ecuații omogene să admită soluții diferite de zero este necesar ca determinantul caracteristic să fie nul. Valoarea minimă a parametrului V, care satisface ecuația caracteristică ($D = 0$), reprezintă parametrul critic V_{cr}. Acesta determină sarcina critică ($P_{cr} = V_{cr}^2\, EI/l^2$, formula Euler pentru flambaj în domeniul elastic) la care structura trece într-o stare de echilibru stabilă, corespunzătoare formei proprii caracteristice lui V_{cr}. Pentru sarcini care depășesc această valoare, eforturile și deplasările sistemului sînt atît de mari încît construcția nu mai poate fi utilizată.

Pentru a se evita dificultățile inerente calculului la flambaj în domeniul elasto-plastic, în care formula lui Euler nu mai este valabilă, pe baza parametrului critic V_{cr} cunoscut, se obține lungimea de flambaj a mastului. În funcție de lungimea de flambaj se determină coeficientul de zveltețe λ, respectiv coeficientul de flambaj corespunzător φ, iar problema de stabilitate devine practic o problemă de rezistență.

Calculul de ordinul II și la stabilitate este utilizat la proiectarea masturilor din 1962. În lucrările [7], [8], [9] și [12] sînt analizate detaliat aspectele specifice acestor construcții. În cele ce urmează se prezintă calculul de ordinul II și de stabilitate pentru mastul MA 320, pentru sarcina maximă la cîrlig de 320 tf (fig. 8).

Calculul de ordinul II pentru mast s-a făcut prin metoda deplasărilor, datorită atît modului simplu de calcul al coeficienților necunoscutelor și al termenilor liberi din ecuațiile de condiție, cît și cîmpului mai larg de aplicație a acesteia.

Mastul este considerat ca un stîlp cu reazem intermediar, realizat de legătura acestuia cu capra. Datorită secțiunii mari a caprei ca urmare a dimensionării acesteia la eforturile din rabaterea mastului, în calculele de ordinul II acest reazem se consideră practic indeformabil. Schema statică se aduce la sistemul de bază prin blocarea rotirii nodului intermediar și oprirea deplasării vîrfului mastului. Necunoscutele sînt Z_1 — rotirea șaibei nodului intermediar și Z_2 — deplasarea mastului la partea superioară.

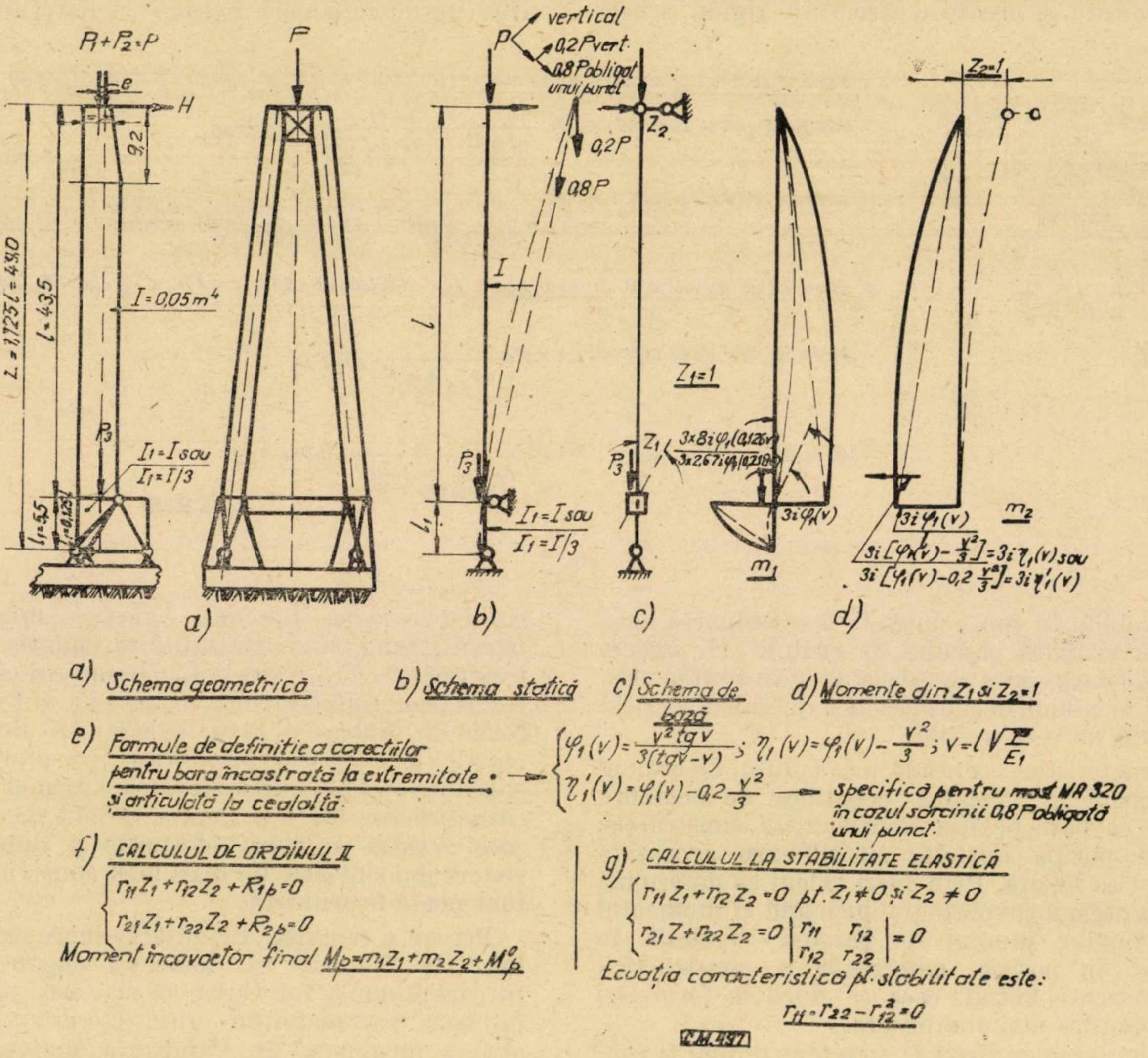

P1+P2=P
e
H
9,2
l=1,125l=4,90
l=4,35
I=0,05m^4
P3
I1=I sau I1=I/3
l1=0,45
P
vertical
0,2P vert.
0,8P obligat unui punct
Z2
0,2P
0,8P
l
I
l1
Z1=1
Z1
3×8iφ1(0,126)
3×2,67iφ1(0,218)
3iφ1(v)
m1
Z2=1
3iφ1(v)
m2
3i[φ1(v)−v²/3]=3iη1(v) sau
3i[φ1(v)−0,2 v²/3]=3iη'1(v)
a)
b)
c)
d)
a) Schema geometrică
b) Schema statică
c) Schema de bază
d) Momente din Z1 și Z2=1
e) Formule de definiție a corecțiilor pentru bara încastrată la extremitate și articulată la cealaltă
φ1(v) = v² tg v / 3(tg v − v); η1(v) = φ1(v) − v²/3; v = l √(P/EI)
η'1(v) = φ1(v) − 0,2 v²/3 — specifică pentru mast MA 320 în cazul sarcinii 0,8 P obligată unui punct.
f) CALCULUL DE ORDINUL II
r11Z1 + r12Z2 + R1p = 0
r21Z1 + r22Z2 + R2p = 0
Moment încovoietor final Mp = m1Z1 + m2Z2 + M⁰p
g) CALCULUL LA STABILITATE ELASTICĂ
r11Z1 + r12Z2 = 0 pt. Z1 ≠ 0 și Z2 ≠ 0
r21Z + r22Z2 = 0
| r11 r12 ; r12 r22 | = 0
Ecuația caracteristică pt. stabilitate este:
r11·r22 − r12² = 0
CM 497

Fig. 8

Calculele la stabilitate și de ordinul II s-au făcut considerînd două alternative : 1) moment de inerție I constant pe toată înălțimea mastului sau 2) I constant pe porțiunea consolei și variabil după o lege parabolică între reazemul intermediar și articulația de bază și echivalent cu un moment de inerție constant $I_{ech} = I/3$. În ambele situații s-a considerat că în poziția deformată a mastului : 1) sarcina P rămîne integral verticală sau 2) sarcina 0,2 P este verticală și partea aferentă sarcinii la cîrlig 0,8 P este obligată să treacă prin centrul mesei rotative (punct obligat) situat aproximativ la nivelul reazemului intermediar. Această ipoteză, mai apropiată de realitate, are ca efect o mărire a capacității portante a mastului ca urmare a pierderii stînjenite a stabilității.

În figura 8 este arătată schema geometrică a mastului (a), schema statică (b), schema de bază cu necunoscutele Z_1 și Z_2 (c) și diagrama momentelor unitare m_1 din $Z_1 = 1$ și m_2 din $Z_2 = 1$ (d). Se constată o variație neliniară a acestor diagrame, precum și valoarea corecției rigidităților de ordinul I prin coeficienți de corecție φ (Kl) transcendenți în raport cu parametrul $Kl = V(P)$.

Formulele de definiție a corecțiilor sînt arătate în figura 8, e. Cazul pierderii stînjenite a stabilității (0,8 P obligată unui punct) a necesitat adaptarea metodei de calcul la această situație, care reprezintă o contribuție directă a studiului efectuat şi concretizat prin înlocuirea funcţiei $\eta_1(V)$ printr-o funcţie $\eta_1'(V)$. Funcţia $\eta_1'(V)$ este influenţată de poziţia punctului obligat şi în cazul mastului MA 320, $\eta_1'(V) = \varphi_1(V) - 0{,}2\ v^2/3$.

În figura 8,*d* sînt prezentate rigidităţile de ordinul II pentru cele două alternative arătate, considerînd sarcina *P* verticală sau 0,2 verticală (0,8 *P* obligată unui punct). Este indicat sistemul ecuaţiilor de condiţie pentru calculul de ordinul II, inclusiv expresia momentului încovoietor total (*f*), precum şi ecuaţiile pentru stabilitate care duc la expresia caracteristică a stabilităţii (*g*). Valoarea V_{cr} minim, care satisface ecuaţia caracteristică, determină sarcina critică. Această valoare permite determinarea lungimii de flambaj a mastului în ansamblu pe baza relaţiei $l_f = \mu l$ în care $\mu = \pi/V_{cr}$.

2.3.1. Calculul la stabilitate Pentru stabilirea formei critice de pierdere a stabilităţii s-au analizat următoarele posibilităţi (fig. 9) : flambaj simetric în planul cadrului (*a*) şi antisimetric (*b*), precum şi flambajul în plan normal pe cadru sub formă antisimetrică (*c*) şi simetrică (*d*).

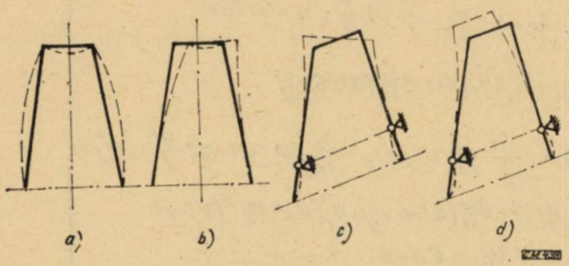


Fig. 9

Pentru ultima formă s-a obţinut parametrul V_{cr} minim. La aceste concluzii s-a luat în considerare faptul că în studiul stabilităţii elastice a cadrelor simetrice, încărcate simetric, este suficient să se studieze separat formele simetrice şi antisimetrice de pierdere a stabilităţii. Formele combinate de deformaţie nu dau o sarcină critică inferioară formelor simetrice sau antisimetrice.

Modul de efectuare al calculului la stabilitate şi determinarea lungimii de flambaj pentru cele patru cazuri luate în considerare sînt arătate în figura 10. În funcţie de lungimea de flambaj şi suprafaţa secţiunii mastului s-au calculat rezistenţele şi sarcinile critice, coeficienţii de siguranţă minimi, precum şi sarcinile admisibile şi care s-au prezentat în tabela 3 şi figura 11.

Din analiza tabelei rezultă că diferenţele apreciabile ale lungimilor de flambaj sînt urmarea faptului că sarcina a) *P* este verticală sau b) 0,2 *P* este verticală iar 0,8 *P* obligată unui punct, ceea ce duce la o creştere a sarcinii critice cu 25 %. Lungimea de flambaj a mastului MA-320 se poate considera că nu este influenţată de variaţia momentului de inerţie a piciorului pe porţiunile inferioare, datorită lungimii mici a acestei porţiuni.

Rezerva capacităţii de încărcare pusă în evidenţă se va putea valorifica în urma unei serii de experimentări ce se vor efectua pe machetă, în vederea precizării practice a acestei rezerve luînd în considerare şi efectul negativ datorit jocurilor din zonele de joncţiune ale tronsoanelor mastului.

2.3.2. Calculul static de ordinul II. În introducerea paragrafului 2.3 s-a justificat necesitatea calculului de ordinul II la solicitările din *P* şi *H* la mastul MA-320. Modul de efectuare al calculului este arătat în figura 12. Din analiza acestei figuri rezultă că pentru sarcina P

Tabela 3

Lungimi de flambaj, coeficienţi de siguranţă, sarcini critice

Caract. sarcinii	Moment inerţie	Lung. flambaj		i_{cm}	λ	A_{mast} cm²	σ_{cr} kgf/cm²	P_{cr} tf	Coef. sig. normat	P_{adm}* tf	Coef. sig. efect.	P_{ef}** (max) tf	% faţă de caz. 1			
		expresia	valoarea pt L = =4895 cm										l_f	P_{cr}.	P_{adm}	$\frac{P_{adm}}{P_{ef}}$
Sarcina *P*-vertic.	I constant	1,86 L	9 100	135	68	273	3 308	900	1,933	465	1,97	456	100	100	100	102
	I variabil	1,98 L	9 660	135	71	273	3 260	890	1,970	452	1,96	456	106	98,5	97	99∼ 100
Sarcina 0,2 P-vertic. 0,8 P-punct obligat	I constant	1,09 L	5 300	135	39	273	3 561	972	1,675	580	2,13	456	59	108	*125*	127
	I variabil	1,13 L	5 540	135	41	273	3 552	970	1 690	575	2,12	456	60	107	123	126

*P = P /C. sig.
**P = $G + 1{,}1P = 16 + 1{,}1 \times 400 = 546$
= 1,10 coeficient dinamic pentru manevrat coloana de tubaj

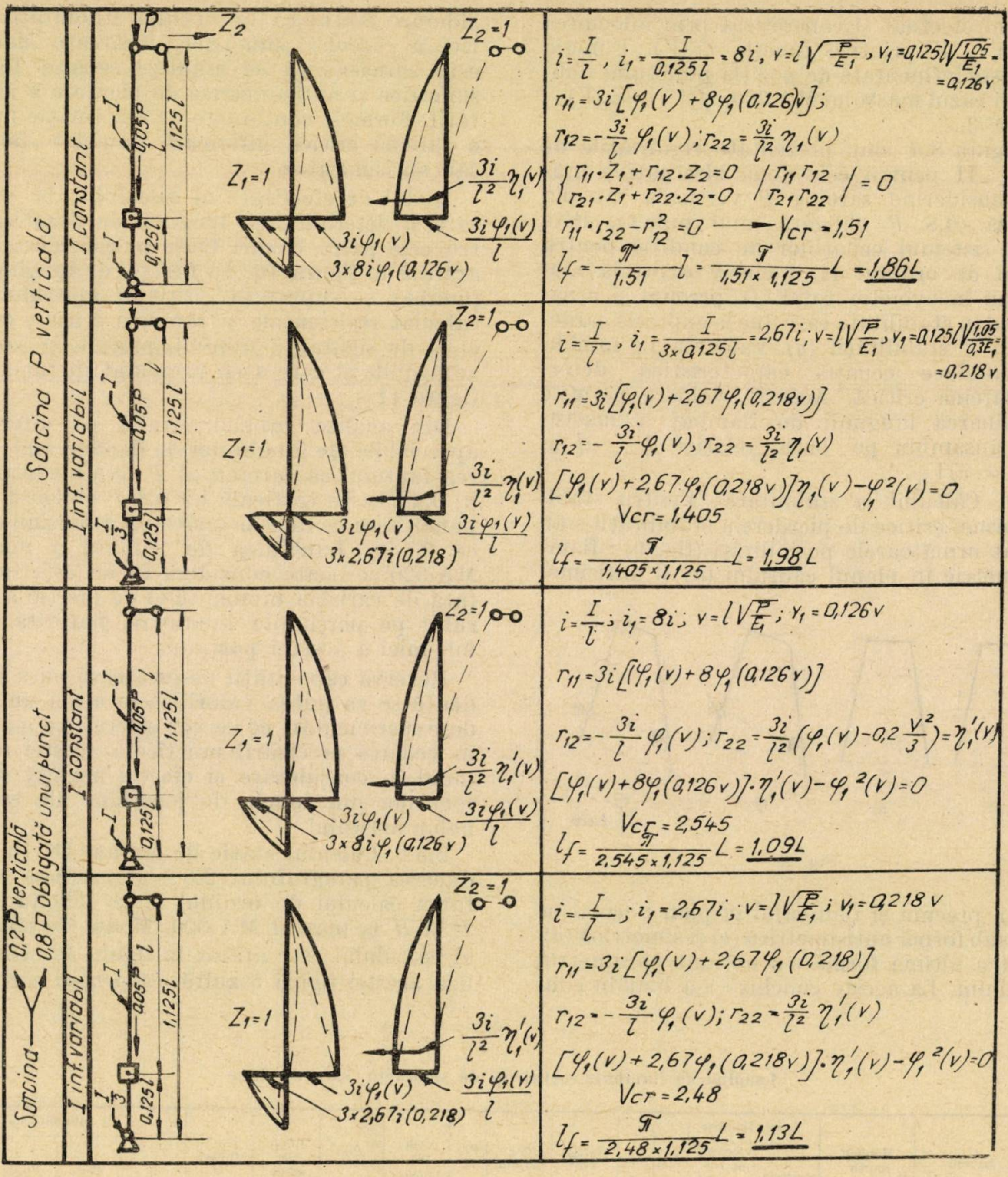

Sarcina P verticală
Sarcina 0,2 P verticală 0,8 P obligată unui punct
I constant
I inf. variabil
P
Z_2
$Z_2=1$
$Z_1=1$
I
0,05P
l
1,125l
0,125l
$\frac{I}{3}$
$\frac{3i}{l^2}\eta_1(v)$
$3i\varphi_1(v)$
$\frac{3i\varphi_1(v)}{l}$
$3\times8i\varphi_1(0{,}126v)$
$3\times2{,}67i(0{,}218)$
$i=\frac{I}{l},\ i_1=\frac{I}{0{,}125l}=8i,\ v=l\sqrt{\frac{P}{EI}},\ v_1=0{,}125l\sqrt{\frac{1{,}05}{E_1}}=0{,}126v$
$r_{11}=3i[\varphi_1(v)+8\varphi_1(0{,}126v)]$
$r_{12}=-\frac{3i}{l}\varphi_1(v);\ r_{22}=\frac{3i}{l^2}\eta_1(v)$
$\begin{cases}r_{11}\cdot Z_1+r_{12}\cdot Z_2=0\\ r_{21}\cdot Z_1+r_{22}\cdot Z_2=0\end{cases}\ \begin{vmatrix}r_{11}&r_{12}\\ r_{21}&r_{22}\end{vmatrix}=0$
$r_{11}\cdot r_{22}-r_{12}^2=0\longrightarrow V_{cr}=1{,}51$
$l_f=\frac{\pi}{1{,}51}l=\frac{\pi}{1{,}51\times1{,}125}L=1{,}86L$
$i=\frac{I}{l},\ i_1=\frac{I}{3\times0{,}125l}=2{,}67i;\ v=l\sqrt{\frac{P}{E_1}},\ v_1=0{,}125l\sqrt{\frac{1{,}05}{0{,}3E_1}}=0{,}218v$
$r_{11}=3i[\varphi_1(v)+2{,}67\varphi_1(0{,}218v)]$
$r_{12}=-\frac{3i}{l}\varphi_1(v),\ r_{22}=\frac{3i}{l^2}\eta_1(v)$
$[\varphi_1(v)+2{,}67\varphi_1(0{,}218v)]\eta_1(v)-\varphi_1^2(v)=0$
$V_{cr}=1{,}405$
$l_f=\frac{\pi}{1{,}405\times1{,}125}L=1{,}98L$
$i=\frac{I}{l};\ i_1=8i;\ v=l\sqrt{\frac{P}{E_1}};\ v_1=0{,}126v$
$r_{11}=3i[\varphi_1(v)+8\varphi_1(0{,}126v)]$
$r_{12}=-\frac{3i}{l}\varphi_1(v);\ r_{22}=\frac{3i}{l^2}(\varphi_1(v)-0{,}2\frac{v^2}{3})=\eta_1'(v)$
$[\varphi_1(v)+8\varphi_1(0{,}126v)]\cdot\eta_1'(v)-\varphi_1^2(v)=0$
$V_{cr}=2{,}545$
$l_f=\frac{\pi}{2{,}545\times1{,}125}L=1{,}09L$
$i=\frac{I}{l};\ i_1=2{,}67i;\ v=l\sqrt{\frac{P}{E_1}};\ v_1=0{,}218v$
$r_{11}=3i[\varphi_1(v)+2{,}67\varphi_1(0{,}218)]$
$r_{12}=-\frac{3i}{l}\varphi_1(v);\ r_{22}=\frac{3i}{l^2}\eta_1'(v)$
$[\varphi_1(v)+2{,}67\varphi_1(0{,}218v)]\cdot\eta_1'(v)-\varphi_1^2(v)=0$
$V_{cr}=2{,}48$
$l_f=\frac{\pi}{2{,}48\times1{,}125}L=1{,}13L$
C.M. 499

Fig. 10

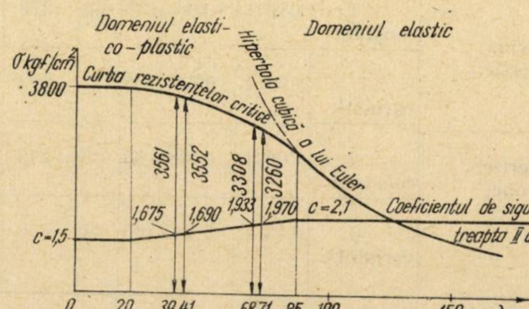
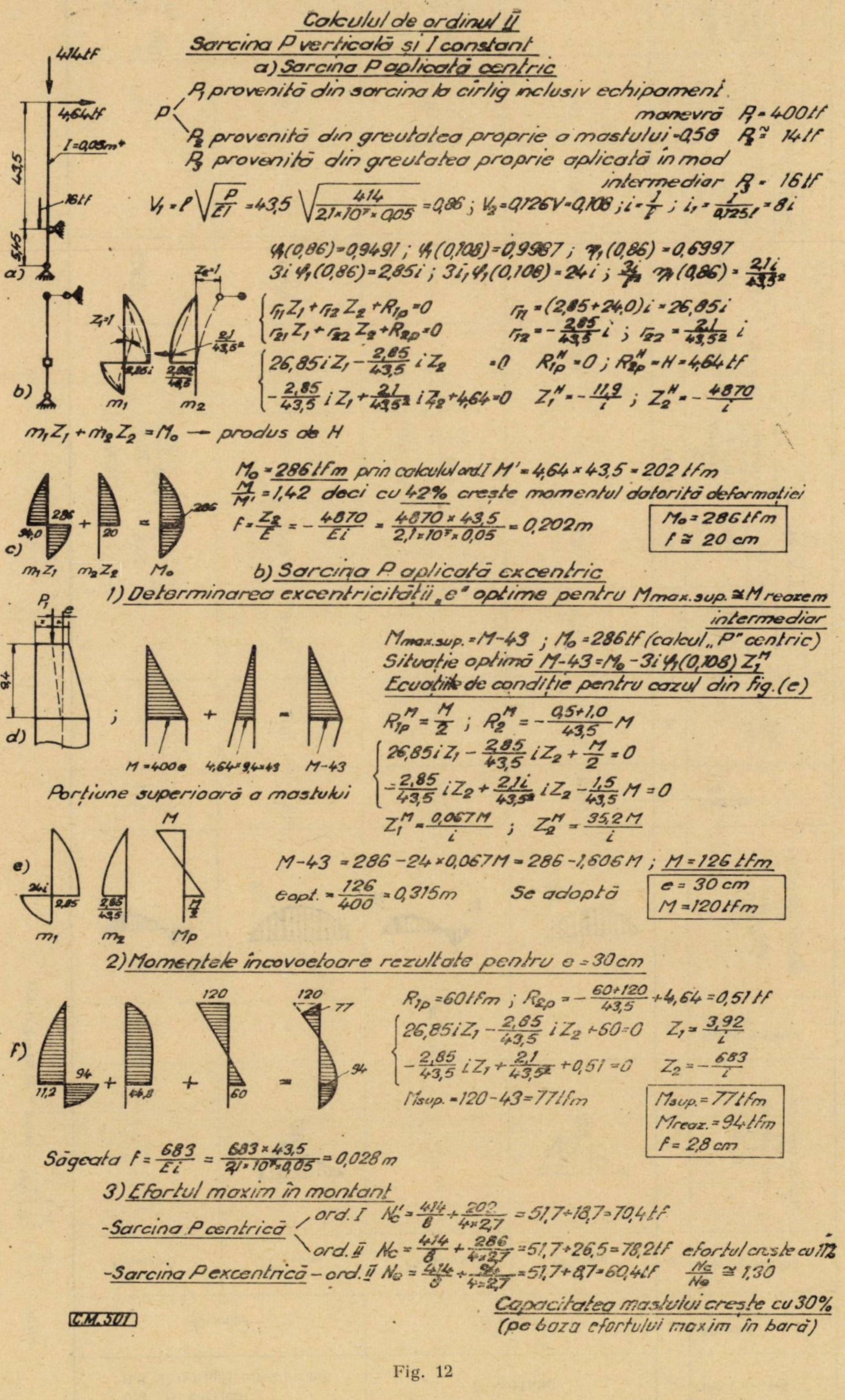


Fig. 11

acționînd în centrul secțiunii picioarelor mastului, momentul încovoietor produs de H și P, determinat prin calcul de ordinul II, este cu 42 % mai mare față de cel determinat prin calculul liniar și se obține o săgeată a construcției de 20 cm.

Pe baza acestor constatări, în vederea unei dimensionări economice s-au adoptat soluții constructive care să elimine efectele nefavorabile arătate. S-a soluționat coroana geamblacului astfel încît să oblige sarcina la cîrlig să acționeze excentric, deci aplicarea unui moment încovoietor $P\cdot e$ de sens invers celui pro-



Calculul de ordinul II

Sarcina P verticală şi I constant

a) Sarcina P aplicată centric

P — P_1 provenită din sarcina la cîrlig inclusiv echipament manevră $P_1=400\,tf$

P_2 provenită din greutatea proprie a mastului $-0,58$ $P_2 \simeq 14\,tf$

P_3 provenită din greutatea proprie aplicată în mod intermediar $P_3=16\,tf$

$$V_1=l\sqrt{\frac{P}{EI}}=43,5\sqrt{\frac{414}{2,1\times10^7\times0,05}}=0,86\;;\;V_2=0,126V=0,108\;;\;i=\frac{I}{l}\;;\;i_1=\frac{I}{0,125l}=8i$$

$$\varphi_1(0,86)=0,9491\;;\;\varphi_1(0,108)=0,9987\;;\;\eta_1(0,86)=0,6997$$

$$3i\varphi_1(0,86)=2,85i\;;\;3i_1\varphi_1(0,108)=24i\;;\;\frac{3i}{l^2}\eta_1(0,86)=\frac{2,1i}{43,5^2}$$

$$\begin{cases} r_{11}Z_1+r_{12}Z_2+R_{1p}=0\\ r_{21}Z_1+r_{22}Z_2+R_{2p}=0\end{cases}\qquad r_{11}=(2,85+24,0)i=26,85i\;;\;r_{12}=-\frac{2,85}{43,5}i\;;\;r_{22}=\frac{2,1}{43,5^2}i$$

$$\begin{cases} 26,85iZ_1-\frac{2,85}{43,5}iZ_2=0\\ -\frac{2,85}{43,5}iZ_1+\frac{2,1}{43,5^2}iZ_2+4,64=0\end{cases}\qquad R_{1p}^H=0\;;\;R_{2p}^H=-H=4,64\,tf\;;\;Z_1^H=-\frac{11,9}{i}\;;\;Z_2^H=-\frac{4870}{i}$$

$m_1Z_1+m_2Z_2=M_0$ — produs de H

$M_0=\underline{286\,tfm}$ prin calculul ord. I $M'=4,64\times43,5=202\,tfm$

$\frac{M}{M'}=1,42$ deci cu $\underline{42\%}$ creşte momentul datorită deformaţiei

$$f=\frac{Z_2}{E}=-\frac{4870}{Ei}=\frac{4870\times43,5}{2,1\times10^7\times0,05}=0,202\,m$$

$$\boxed{\begin{matrix}M_0=286\,tfm\\ f\cong20\,cm\end{matrix}}$$

b) Sarcina P aplicată excentric

1) Determinarea excentricităţii „e" optime pentru $M_{max.sup.}\cong M$ reazem intermediar

$M_{max.sup.}=M-43$; $M_0=286\,tf$ (calcul „P" centric)

Situaţie optimă $\underline{M-43=M_0-3i\varphi_1(0,108)Z_1^M}$

Ecuaţiile de condiţie pentru cazul din fig. (e)

Porţiune superioară a mastului

$$R_{1p}^M=\frac{M}{2}\;;\;R_2^M=-\frac{0,5+1,0}{43,5}M$$

$$\begin{cases} 26,85iZ_1-\frac{2,85}{43,5}iZ_2+\frac{M}{2}=0\\ -\frac{2,85}{43,5}iZ_2+\frac{2,1i}{43,5^2}iZ_2-\frac{1,5}{43,5}M=0\end{cases}$$

$$Z_1^M=\frac{0,067M}{i}\;;\;Z_2^M=\frac{35,2M}{i}$$

$M-43=286-24\times0,067M=286-1,606M$; $\underline{M=126\,tfm}$

$e_{opt.}=\frac{126}{400}=0,315\,m$ Se adoptă $\boxed{\begin{matrix}e=30\,cm\\ M=120\,tfm\end{matrix}}$

2) Momentele încovoetoare rezultate pentru e = 30 cm

$$R_{1p}=60\,tfm\;;\;R_{2p}=-\frac{60+120}{43,5}+4,64=0,51\,tf$$

$$\begin{cases} 26,85iZ_1-\frac{2,85}{43,5}iZ_2+60=0\\ -\frac{2,85}{43,5}iZ_1+\frac{2,1}{43,5^2}+0,51=0\end{cases}\qquad Z_1=\frac{3,92}{i}\;;\;Z_2=-\frac{683}{i}$$

$M_{sup.}=120-43=77\,tfm$

$$\boxed{\begin{matrix}M_{sup.}=77\,tfm\\ M_{reaz.}=94\,tfm\\ f=2,8\,cm\end{matrix}}$$

Săgeata $f=\frac{683}{Ei}=\frac{683\times43,5}{2,1\times10^7\times0,05}=0,028\,m$

3) Efortul maxim în montant

-Sarcina P centrică

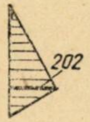
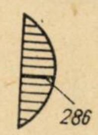
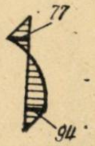
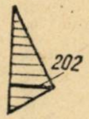
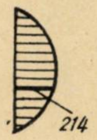
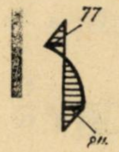
- ord. I $N_c'=\frac{414}{8}+\frac{202}{4\times2,7}=51,7+18,7=70,4\,tf$
- ord. II $N_c=\frac{414}{8}+\frac{286}{4\times2,7}=51,7+26,5=78,2\,tf$ efortul creşte cu 11%

-Sarcina P excentrică – ord. II $N_e=\frac{414}{8}+\frac{94}{4\times2,7}=51,7+8,7=60,4\,tf$ $\frac{N_c}{N_e}\cong1,30$

Capacitatea mastului creşte cu 30%
(pe baza efortului maxim în bară)

Fig. 12

Tabela 4

Felul sarcinii	Moment de inerție	Poziția sarcinii	Moment încovoietor M_I prin calcul de ord. I tf. m	Excentricitatea sarcinii	Moment încovoietor M_{II} prin calcul de ord. II tfm.	Săgeata cm	$\frac{M_{II}}{M_I}$ %	EFORT MAXIM							
								Montant			Ansamblul mast				
								N_{total}* tf		Creșterea capacității prin P excentric %	Coeficient de subțirime λ	Coeficient de flambaj φ	N_{total}** tf		Creșterea capacității prin P excentric %
								Calcul de ord. I	Calcul de ord. II				Calcul de ord. I	Calcul de ord. II	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
P vertical	$I_{constant}$	P_{centru}		—		20,2	142	83,6	93	—	68	0,691	93,2	101,7	—
		$P_{excentric}$	—	30 cm		2,83	—	—	72	$100\frac{93}{72}$ $\cong 130$	68	0,691	—	85,7	$100\frac{101,7}{85,7}$ $\cong 120$
0,2 *P* vertical 0,8 *P* obligat unui punct	$I_{constant}$	P_{centru}		—		15,5	106	83,6	85,3	—	39	0,871	—	79,1	—
		$P_{excentric}$	—	30 cm		2,15	—	—	70,8	$100\frac{93}{70,8}$ $= 132$	39	0,871	—	67,1	$100\frac{101,7}{67,1}$ $= 151$

* $N_{total} = \left(\frac{P}{8} + \frac{M}{4h}\right)\frac{1}{0,84}$; $\lambda_{bară} = 44$ $\varphi_{bară} = 0,84$

** $N_{total} = \frac{P}{8\varphi} + \frac{M}{4h}$

dus de H. De asemenea pentru a reduce solicitările prea mari din momentul $P \cdot e$ în barele din zona superioară a mastului, montanţii se adună spre partea superioară (fig. 12 d).

Prin aceste măsuri constructive şi prin determinarea excentricităţii optime prin calculul de ordinul II ($e_{opt}=32$ cm, s-a adoptat $P_{ef}=30$ cm), s-a mărit capacitatea de încărcare a mastului cu 30%, considerînd efortul în montatul din panoul cu solicitarea maximă, şi cu 20%, considerînd comportarea mastului în ansamblu (lungimea de flambaj din tabela 3). Din punctul de vedere al deformaţiei, săgeata determinată ca urmare a descentrării sarcinii este de 2,80 cm faţă de 20 cm (sarcina centrică).

În tabela 4 este arătată situaţia corespunzătoare sarcinii 0,8 P obligată unui punct, aspect care se apropie mai mult de fenomenul real. Din analiza tabelei rezultă că, pentru montantul din panoul cu solicitarea maximă, rezultă un spor al capacităţii de încărcare de 32% faţă de 30% indicat în cazul sarcinii P verticale. În ceea ce priveşte capacitatea portantă a mastului în ansamblu rezultă un spor de 51% faţă de 20% din cazul precedent. În ceea ce priveşte săgeata mastului, aceasta este de 2,15 cm faţă de 2,80 cm indicat anterior.

În concluzie se poate afirma că, prin soluţiile constructive adoptate şi aplicarea calculului de ordinul II în cazul sarcinii P verticale, capacitatea portantă creşte cu 20 % (mastul în ansamblu). Prin schematizarea fenomenului mai apropiat de realitate, considerînd 0,8 P obligat să treacă prin centrul mesei rotative, capacitatea portantă creşte cu 30 % (montantul din panoul cu solicitarea maximă).

3. *Perspective de utilizare a soluţiei noi pentru ansamblul mast-substructură*

Soluţia nouă a ansamblului mast-substructură conferă mari posibilităţi de realizare a unor instalaţii de foraj competitive pentru adîncimi mari şi foarte mari.

Astfel se realizează un nivel general de montaj la cota de 1 400 mm, cu posibilitatea montării fără dificultate a ansamblelor de construcţie metalică care, prin rabatare, vor realiza cota necesară a nivelului podului sondei, la înălţimea cerută de tehnologia de foraj.

Adaptarea unor soluţii constructive judicioase a permis realizarea ansamblelor de construcţie metalică care să permită montarea într-o succesiune determinată, astfel încît să nu necesite utilaje specifice de ridicat şi să reducă substanţial timpii de montaj.

Dimensionarea economică pe bază de calcule efectuate prin metode moderne, dintre care unele originale, şi soluţiile constructive adoptate au condus la indici tehnico-economici superiori.

Noua concepţie, concretizată prin soluţia adoptată la ansamblul mast-substructură, se impune la proiectarea în continuare a noilor instalaţii de foraj, contribuind la realizarea unor instalaţii competitive pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hangan, M.* Poduri industriale din beton armat. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Mateescu, D.* Construcţii metalice speciale. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[3] *Mazilu, P.* Statica construcţiilor, vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

[4] *Prokofiev, S.* Statica construcţiilor, vol. III. Bucureşti, OPED–CFR, 1951.

[5] *Ponomariov, S. D.* ş.a. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. III. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[6] *Timoshenko, S.* Teoria stabilităţii elastice. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[7] *Nicoară, E.* Turle şi masturi pentru foraj. Contribuţii teoretice de calcul. Comunicare la sesiunea tehnico-ştiinţifică ITCME, 1963.

[8] *Nicoară, E.* Studiu tehnic pentru determinarea capacităţii de încărcare a turlei FM 143–650–24. Bucureşti, IPCUP, 1964.

[9] *Nicoară, E.* O metodă de calcul a stabilităţii stîlpului încastrat la o extremitate şi cu reazem elastic oarecare la cealaltă extremitate. În: Construcţia de Maşini, nr. 10, 1964.

[10] *Nicoară, E.* Turlă tip A rabatabilă de 53 m înălţime. În: Petrol şi gaze, nr. 3–4, 1965.

[11] *Nicoară, E.* Contribuţii la definirea parametrilor principali ai turlelor şi masturilor prin prisma normelor de mare circulaţie. Comunicare la sesiunea tehnico-ştiinţifică IPCUP, 1966.

[12] *Nicoară, E.* Soluţie nouă pentru ansamblul mast-substructură. Comunicare la sesiunea tehnico-ştiinţifică IPCUP, 1963.

CZ 621.833 : 622.24.054

Posibilităţi de îmbunătăţire a caracteristicilor funcţionale ale meselor rotative

Ing. Victor RAMBOLTZ — IPCUP Bucureşti

Forajul la adîncimi din ce în ce mai mari, precum şi folosirea de sape care să permită apăsări mari sau turaţii ridicate, duce la necesitatea de a se lucra cu momente şi puteri din ce în ce mai mari la mesele rotative.

Pentru realizarea de mese rotative cu caracteristici funcţionale superioare, la dimensiuni reduse, este necesară analizarea în primul rînd a organelor care determină aceste caracteristici şi alese acele dimensiuni sau forme contructive care să asigure performanţele maxime.

Organele principale ale meselor rotative analizate în cele ce urmează sînt :

— angrenajul conic ;

— rulmentul superior al rotorului.

Încărcările suportate de aceste organe de maşini pot fi influenţate atît de proiectant prin dimensiuni şi geometrie, cît şi de tehnolog şi metalurg prin precizia de prelucrare şi tratamentele termice aplicate materialelor.

În ceea ce priveşte dimensiunile minime, care ar avea ca rezultat greutate redusă, acestea sînt limitate constructiv, fiind determinate în general de o caracteristică dimensională a mesei, şi anume de diametrul de trecere.

1. *Angrenajul*

Mijloacele prin care se poate influenţa capacitatea angrenajului conic, la dimensiuni minime, se referă la :

a) proiectare, prin parametrii geometrici ai danturii, care sînt :

— unghiul roţii plane de referinţă α_0 ;

— înălţimea dintelui determinată de coeficientul de înălţime a capului f_n şi de coeficientul jocului la fundul dintelui w_n ;

— corectura $\xi_{n1,2}$;

— unghiul de înclinare a danturii β ;

b) tehnologie, prin :

— precizia de execuţie ;

— caracteristicile materialului determinate de tratamente termice sau superficiale, pentru obţinerea unei rezistenţe şi durităţi ridicate ;

— prelucrarea cu scule care să determine o grosime cît mai mare la baza dintelui.

Problema care se pune la mesele rotative, avînd în vedere momente de torsiune tot mai mari, este ca la dimensiunile minime, proiectantul să aleagă soluţia angrenajului cu cea mai mare capacitate.

Întrucît influenţa factorilor enumeraţi este cercetată în literatură, se analizează în cele ce urmează un angrenaj conic în şase variante, realizat în condiţii tehnologice curente.

Toate cele şase variante au următoarele caracteristici comune :

$z_1 = 22$; $m_f = 16$;
$z_2 = 81$; $b = 130$;
$\beta_0 = 16{,}44°$; clasa 7 de precizie.

Caracteristicile roţii plane de referinţă sînt ;

varianta I	20 ° —1,0—0,2 ;
varianta II	20 °—0,8—0,2 dantură scurtată
varianta III	20 °—0,8—0,2 dantură scurtată şi corectată $\xi_{1n} = -\xi_{2n} = 0{,}3$;
varianta IV	25° — 1,0 — 0,2 ;
varianta V	25 °— 0,8—0,2 dantură scurtată ;
varianta VI	25°— 0,8 — 0,2dantură scurtată şi corectată $\xi_{1n} = -\xi_{2n} = 0{,}3$.

Materialele de considerate în calcule sînt :

— pentru pinion : 35 MS 12, îmbunătăţit cu duritatea flancurilor HB = 345 ($\sigma_r = 115$ kgf/mm ^{2}) ;

— pentru coroană : 33 MoC11, îmbunătăţit cu duritatea flancurilor HB = 288 ($\sigma_r = 96$ kgf/mm ^{2}).

Ca lubrifiant a fost ales uleiul EP80 care să suporte presiuni specifice ridicate şi să asigure ungerea angrenajului şi la turaţia maximă a rotorului.

Calculul s-a făcut pentru roţile cilindrice de înlocuire după metoda indicată de prof. G. Niemann.

Pentru ficare variantă s-a determinat un moment de torsiune M_2, la rotor, la aceeaşi turaţie de referinţă convenţională, $n_2 = 130$ rot/min, astfel încît să se obţină cel puţin unul dintre coeficienţii minimi recomandaţi [1] ;

— coeficient de siguranţă minim la încovoiere $S_B = 1{,}8$;

— coeficient de siguranţă minim la piting $S_G = 1{,}3$;

— coeficient de siguranţa minim la gripare $S_F = 3{,}0$.

Coeficienţii de formă ai dinţilor au fost determinaţi considerînd prelucrarea cu sculă fără racordare, aşa cum se execută în mod curent dantura la roţile dinţate conice.

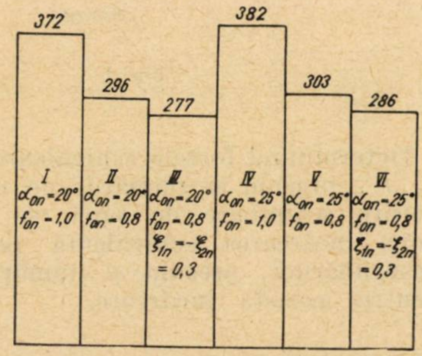
Rezultatele obţinute sînt arătate în tabela 1.

Din analizarea coeficienţilor de siguranţă şi a puterilor maxime transmisibile rezultă următoarele :

Tabela 1

Mărimea		$\alpha_{on}=20°$			$\alpha_{on}=25°$		
		I	II	III	IV	V	VI
$S_{B_1}=\frac{\sigma_{D_1}}{B_W \cdot Z_1 \cdot q_1}$		2,88	2,86	3,21	2,77	2,61	2,81
$S_{B_2}=\frac{\sigma_{D_2}}{B_W \cdot Z_1 \cdot q_2}$		3,15	2,90	2,70	3,00	2,68	2,53
$S_{G_1}=\frac{k_{D_1}}{B_W \cdot y_{w1}} \cdot \frac{i}{i+1}$		1,57	1,42	1,70	1,57	1,46	1,66
$S_{G_2}=\frac{k_{D_2}}{B_W \cdot y_{w2}} \frac{i}{i+1}$		1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30
$S_F=\frac{k_{Test} \cdot \cos\beta}{B_W \cdot y_C \cdot y_F} \cdot \frac{i}{i+1}$		3,1	10,0	7,0	12,1	29,9	13,3
Capacitate	M_2, kgfm	2051	1635	1528	2106	1668	1576
	N, CP	372	296	277	382	303	286

Puterea maximă transmisibilă în CP la turația $n_2 = 130$ rot/min



a) puterea transmisibilă este limitată la toate variantele de coeficientul de siguranță minim la piting;

b) elementul cel mai slab la toate variantele, în condițiile materialelor amintite, îl constituie coroana dințată;

c) puterile maxime transmise de angrenajele cu $\alpha_{on} = 25°$ sînt superioare celor cu $\alpha_{on} = 20°$;

d) comportarea angrenajelor cu $\alpha_{on} = 25°$ la gripare este mai bună, fapt ce rezultă din compararea coeficienților de siguranță la gripare S_F;

e) scurtarea dintelui micșorează capacitatea angrenajului ca urmare a micșorării gradului de acoperire;

f) corectarea angrenajului aduce mărirea coeficientului de siguranță la pinion, dar nu mărește capacitatea angrenajului întrucît,în condițiile materialelor amintite, nu pinionul este elementul cel mai slab, ci coroana care are duritatea maximă rezultată dintr-o îmbunătățire condusă astfel încît să nu existe tensiuni interne prea mari care ar putea provoca deformarea coroanei după prelucrare. Prin corectură rezultă chiar o ușoară micșorare a capacității angrenajului, datorită de asemenea unei micșorări a gradului de acoperire.

Rezultă că varianta IV, al cărei angrenaj are $\alpha_{on} = 25°$ cu dinte nescurtat și necorectat, este varianta optimă.

Puterea transmisă de acest angrenaj mai poate fi mărită, avînd în vedere coeficienții de siguranță rezultați, mărind gradul de acoperire al angrenajului, care, la aceleași dimensiuni se poate realiza prin mărirea numărului de dinți. Mărirea numărului de dinți însă, aduce cu sine micșorarea modulului și deci a coeficienților de siguranță la încovoiere. Ca urmare, numărul de dinți se poate mări, pînă cînd se obțin coeficienți desiguranță la încovoiere S_B acceptabili, ținînd seamă de valorile recomandate pentru funcționarea de durată și de încărcările statice maxime ce apar în exploatare. Pe de altă parte, factorul de formă q, și o dată cu el și coeficientul de siguranță la încovoiere, poate fi îmbunătățit dacă prelucrarea danturii se face cu sculă cu rază de racordare cît mai mare, determinată astfel încît angrenarea să nu fie stînjenită, care să ducă la realizarea unei grosimi mai mari la baza dintelui.

Din punct de vedere tehnologic, pentru mărirea capacității angrenajului, este necesar:

— duritatea mărită a flancurilor și la coroană;

— dantură cu grad de precizie ridicat care să ducă la încărcarea uniformă a dinților;

— prelucrarea danturii cu sculă de racordare cît mai mare și $\alpha_{on} > 20°$.

2. *Rulmentul superior al rotorului*

Pentru determinarea durabilității rulmenților rotorului trebuie avut în vedere felul în care sînt solicitați aceștia.

Analizînd modul de lucru cu masa rotativă, se constată că rulmentul superior al rotorului este supus la două categorii de solicitări:

a) solicitări axiale static, datorită greutății garniturii de foraj sau a coloanei de burlane ce se așază pe rotor;

b) solicitări radiale și axiale în timpul rotirii garniturii de foraj, date de:

— reacțiunile pe rulmenți provenite din forțele din angrenaj, atît în timpul forajului cît și în timpul deșurubării cu masa;

— forțele axiale provenite din frecarea tijei de antrenare cu pătrații mici, în timpul avansării sapei:

— forțele axiale provenite din greutatea garniturii de foraj în timpul deșurubării cu masa și greutatea proprie a pieselor rotitoare.

Întrucît rulmenții rotorului trebuie să suporte atît forțe axiale cît și forțe radiale, rulmentul cel mai potrivit este de tipul cu contact oblic.

La acest tip de rulment trebuie luate în considerare, la calculul durabilității, și forțele axiale suplimentare ce rezultă ca urmare a contactului oblic dintre corpurile de rulare și inele.

Problema care se pune la proiectarea unui rulment de masă rotativă este ca, la dimensiunile minime, să se determine:

a) construcția interioară a rulmentului, prin alegerea dimensiunilor și numărului de bile, precum și a raporturilor între dimensiunile bilei și dimensiunile inelelor, astfel încît să se obțină rulemntul cu capacitatea maximă;

b) unghiul de contact al rulmentului astfel încît ținînd seamă de solicitările menționate, la o durabilitate rezonabilă, rulmentul să suporte sarcini cît mai mari.

Dacă se ține seamă că sarcinile pe rulmenți, atît cele axiale cît și cele radiale, sînt dependente de adîncimea de lucru, rezultă că mărirea capacității rulmenților duce la posibilitatea de a lucra la adîncimi mai mari.

Pe de altă parte, capacitatea statică axială a rulmentului superior trebuie să fie suficientă pentru a suporta încărcările statice ce apar în exploatare, iar turația limită a rulmenților nu trebuie să fie inferioară turației maxime de lucru cu masa.

Cunoscînd capacitățile dinamice ale rulmenților pentru diferite unghiuri de contact, după ce se determină încărcarea echivalentă pe rulment, se poate calcula durabilitatea lui. Problema mai dificilă la calculul durabilității rulmentului superior este determinarea încărcării echivalente.

Încărcarea echivalentă pe rulmentul superior se determină din :

— încărcarea din timpul forajului, care variază de la o valoare minimă dată de greutatea proprie a pieselor rotitoare, la începutul forajului, pînă la o valoare maximă dată de reacțiunile forțelor din angrenaj, forțele de frecare dintre pătrați și tija de antrenare și greutatea proprie a pieselor rotitoare, la sfîrșitul forajului ;

— încărcarea din timpul deșurubării cu masa, care variază și aceasta de la o valoare minimă la sfîrșitul deșurubării, dată de greutatea proprie a pieselor rotitoare, cînd lungimea garniturii de foraj este nulă, pînă la o valoare maximă, la începutul deșurubărilor, dată de greutatea totală obținută prin adăugarea greutății garniturii de foraj, ținînd seamă de plutire și reacțiunile din angrenaj, cînd lungimea garniturii de foraj este egală cu adîncimea la care se face schimbarea fiecărei sape. Încărcarea din timpul deșurubării trebuie determinată ținînd seamă de încărcarea echivalentă pentru schimbarea fiecărei sape.

În cele ce urmează se analizează comparativ durabilitatea rulmentului superior al unei mese rotative, în șase variante, singura deosebire dintre ele fiind unghiul de contact α.

Pentru simplificare se consideră că în medie :

— momentul de foraj crește liniar cu adîncimea de foraj, la aceeași apăsare pe sapă. Din [3] rezultă :

$$M = 7{,}162\left(10 + \frac{H}{30}\right)\cdot G,$$

unde G este apăsarea pe sapă în t/inch și H — adîncimea de foraj ;

— toate sondele forate sînt de aceeași adîncime maximă.

Pentru forajul unei sonde sînt date schemele din figurile 1 și 2.

În timpul schimbării unei sape, asupra rulmentului superior, în afară de reacțiunile date de forțele din angrenaj, mai acționează forța axială P_i, un număr N_i de cicluri.

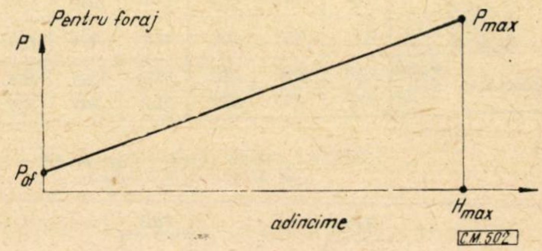


Fig. 1

Determinînd forțele echivalente P_1, P_2, P_3 ... P_i, precum și numărul de cicluri pentru fiecare schimbare de sapă, se poate determina încărcarea echivalentă pentru totalul deșurubărilor, precum și numărul de cicluri pentru această încărcare.

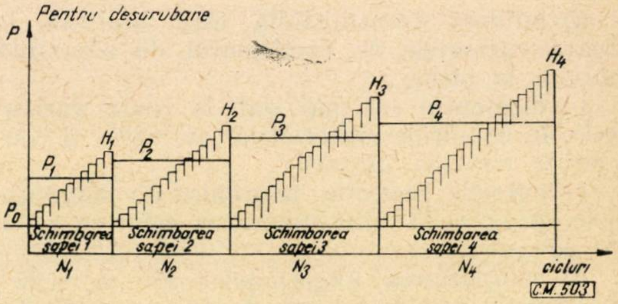


Fig. 2

Cunoscînd de asemenea raportul numărului de cicluri dintre foraj și totalul deșurubărilor sau, ceea ce este același lucru, raportul dintre numărul de ore la aceeași turație, se poate determina încărcarea echivalentă a rulmentului pentru operațiile de foraj și deșurubări.

Forța axială echivalentă pentru deșurubările necesare la o sondă de adîncime H_i, în cazul folosirii unui rulment cu bile, este :

$$P = \sqrt[3]{\frac{\Sigma P_i^3 \cdot N_i}{\Sigma N_i}}\,.$$

Numărul de cicluri necesare pentru deșurubarea cu masa a unei garnituri de lungime H_i, în pași de 27 m, considerînd șapte rotații pentru deșurubarea unui pas, este :

$$N_i = \frac{H_i}{27} \times 7 = 0{,}259\, H_i\,.$$

Pentru deteminarea numărului de sape schimbate și a ciclurilor pentru deșurubări au fost reprezentate în figura 3 adîncimile medii forate cu o sapă la diverse niveluri.

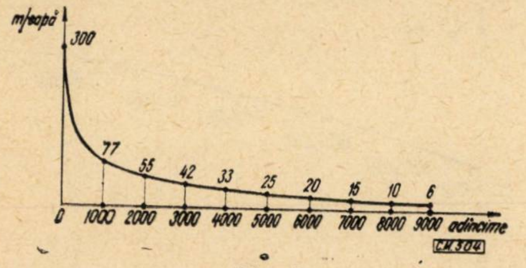


Fig. 3

Sarcina echivalentă pentru deșurubare la schimbarea unei sape este :

$$P_i = P_0 + \frac{3P_{i\,max}}{3} = P_0 + \frac{2gH_i\left(1 - \frac{\gamma_n}{\gamma_o}\right)}{3}$$

unde :

P_0 este greutatea proprie a pieselor rotitoare ;

g — greutatea pe metru liniar a prăjinilor ;

γ_n — greutatea specifică a noroiului

γ_0 — greutatea specifică a materialului prăjinilor ;

H_i — lungimea garniturii de prăjini.

Pentru determinarea numărului de ore de foraj cu masa pentru o sondă de adîncime H_i s-a considerat :

— timpul total T necesar pentru forajul unei sonde (fig. 4) ;

— timpul de foraj cu masa variază de la 45% T pentru sonde de adîncime de 3 700 m pînă la 30% T pentru sonde de 8 900 m.

Pe baza celor arătate s-a întocmit tabela 2 cu toate datele necesare pentru calculul durabilității rulmentului superior.

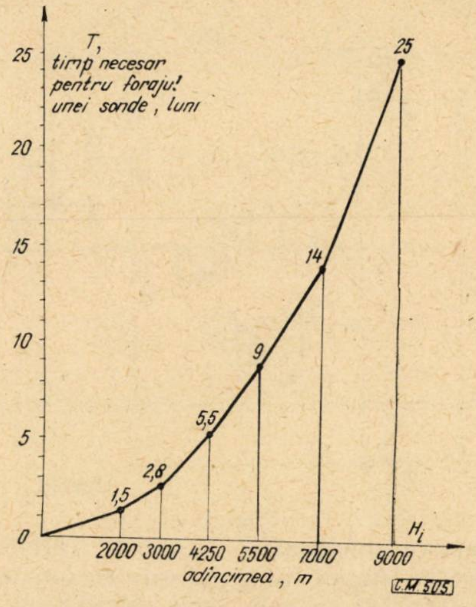


Fig. 4

Durabilitatea calculată a rulmentului superior, pentru cele șase variante cuprinzînd unghiuri α = 45...70 °, cu încărcarea dată de angrenajul varianta IV, cu schema de încărcare pentru foraj din figura 5, considerînd și deșurubările pentru schimbarea sapelor, este arătată în figura 6.

Din figurile 6 și 7 rezultă că este favorabilă alegerea unui rulment cu unghi de presiune mai mare. Limitarea acestui unghi este determinată însă de turația maximă a rotorului, așa cum se poate vedea din figura 8.

Tabela 2

Greutatea garniturii Q, t	Adîncime H_i m	Cicluri pentru deșurubări ΣN_i	$\Sigma P_i^3 \cdot N_i$	Forța echivalentă axială $P=\sqrt[3]{\frac{\Sigma P_i^3 \cdot N_i}{\Sigma N_i}}$	Moment necesar pentru foraj M_f, kgm	Timp total pentru forajul unei sonde T, luni	Timp de foraj cu masa h	Timp de foraj cu masa %	Procentaj deșurubări raportat la timp de foraj, %	Ore de deșurubări la n = 100
160	4 751	75 026	26 213 011 10^{12}	70 400	1 203	6,9	2 080	41,9	0,600	12,49
180	5 354	106 591	53 858 160.10^{12}	79 600	1 346	8,6	2 490	40,2	0,712	17,75
200	5 936	146 236	102 063 438.10^{12}	88 700	1 489	10,5	2 910	38,5	0,837	24,36
220	6 540	199 760	189 578 725.10^{12}	98 300	1 632	12,5	3 310	36,8	1,005	33,28
240	7 138	269 087	338 471 481.10^{12}	107 900	1 776	14,8	3 740	35,1	1,198	44,82
260	7 733	359 889	588 392 362.10^{12}	117 700	1 919	18,0	4 330	33,4	1,384	59,95
280	8 328	482 988	1 014 525 854.10^{12}	128 000	2 062	21,3	4 860	31,7	1,655	80,46
300	3 922	653 294	1 744 025 291.10^{12}	138 800	2 198	24,5	5 290	30	2,057	108,83

Din calculele făcute pentru o masă rotativă au mai rezultat şi următoarele:

— durabilitatea rulmentului superior este sensibil influenţată de deşurubările care se fac cu masa;

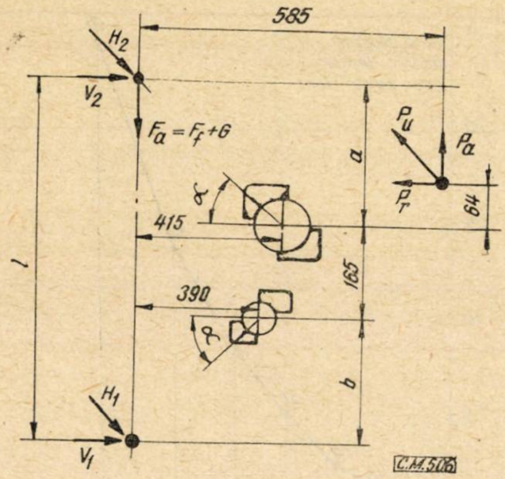


Fig. 5

— pentru micşorarea încărcării rulmentului superior în timpul forajului este raţională folosirea pătraţilor cu role, care asigură un coeficient de frecare de circa 30—40 ori mai mic decît la pătraţii obişnuiţi;

— deşurubările în paşi cît mai mari nu influenţează numai timpul total de scoatere şi introducere a garniturii de foraj, ci şi durabilitatea rulmenţilor, prin micşorarea numărului de cicluri necesare pentru aceste operaţii;

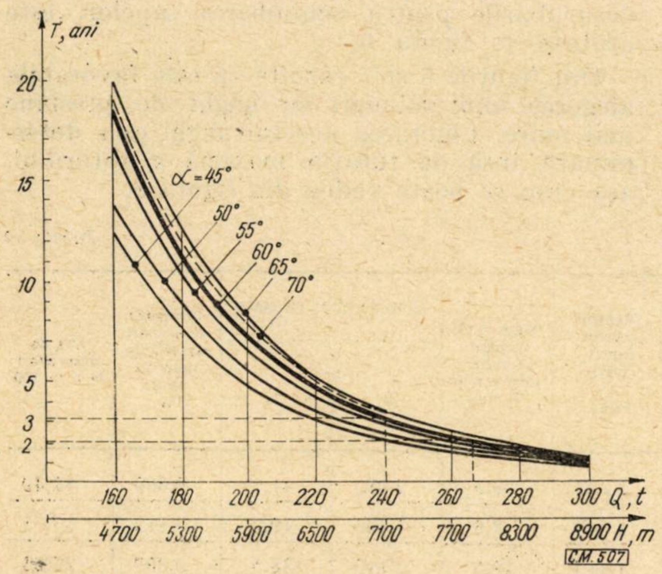


Fig. 6

— sapele de calitate superioară, cu care se pot fora mai mulţi metri, micşorează de asemenea numărul de cicluri necesare pentru deşurubări şi deci măreşte durabilitatea rulmentului superior al mesei, cu atît mai mult cu cît această creştere a metrajului forat de o sapă se realizează la adîncimi mai mari.

Din punct de vedere tehnologic, pentru asigurarea unor caracteristici superioare ale rulmenţilor, este necesar să se asigure:

— precizia ridicată a dimensiunilor;

— sortarea corespunzătoare a bilelor;

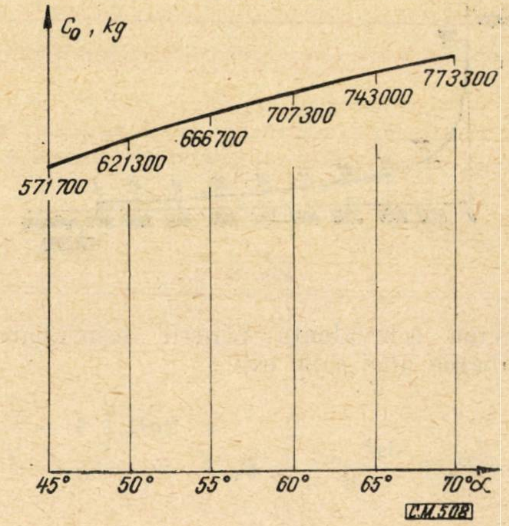


Fig. 7

— abateri de formă reduse;

— calitatea superioară a suprafeţelor de rulare;

— duritatea ridicată a inelelor, precum şi uniformitatea durităţii pe întreaga periferie a inelelor.

Un factor hotărîtor care influenţează durabilitatea rulmenţilor îl constituie întreţinerea şi exploatarea corectă a mesei. Deoarece majoritatea rulmenţilor ies din funcţiune înainte de termen, datorită condiţiilor necorespunzătoare de întreţinere şi în special datorită etanşărilor incorecte, se impun de asemenea unele măsuri, de etanşare, care trebuie luate încă din faza de proiectare.

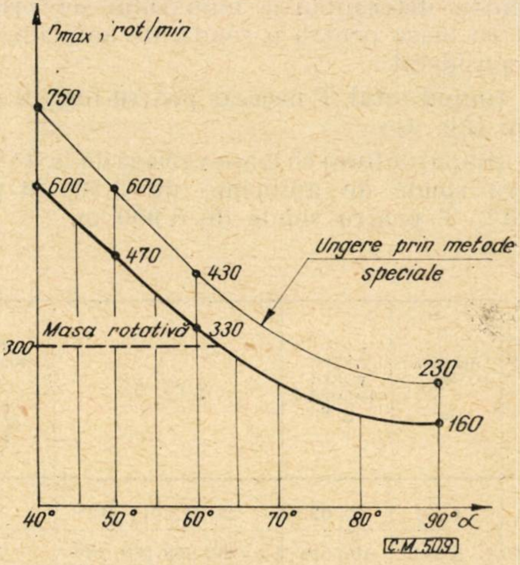


Fig. 8

CZ 621.833

profil eltolás alkalmazás meghatározás

Trasarea profilului unui dinte cu aplicații la determinarea coeficientului de formă al roților dințate

Ing. Mihai BELOIU — IPCUP București
Ing. Victor RAMBOLTZ — IPCUP București

Necesitatea trasării profilului unui dinte apare la determinarea rezistenței la încovoiere a unei danturi definită de o cremalieră de referință, diferită de cremaliera standardizată ($\alpha_0 = 20°$, $a_0 = b_0 = 1$ m, $c_0 = 0{,}25$ m, $\rho_0 = 0{,}38$ m). Unul dintre aceste cazuri îl constituie roțile conice, deoarece cuțitul de tăiere a acestor danturi nu are, conform tipizării, lui, nici o rază, de racordare la vîrful lui. La aceste danturi, datorită simplității sculei, se pot introduce și alte modificări ale roții plane de referință, respectiv ale cremalierei de referință a roții cilindrice echivalente, ca de exemplu un unghi de angrenare mai mare de 20° și înălțimi de dinte mai mici de un modul.

Deci problema se pune în mod general, și anume în a trasa profilul unui dinte generat prin rostogolire, ale cărui elemente determinante (α_0, a, b, c, și ξ) pot avea orice valori, singura condiție fiind ca raza de racordare ρ să se găsească la interiorul jocului la fund (c.m) al cremalierei de referință, ceea ce se exprimă prin :

$$\rho \leqslant \frac{c}{1 - \sin \alpha_0} m. \qquad (1)$$

Pentru a realiza o precizie mărită de trasare se pune condiția ca profilul dintelui să fie determinat prin puncte ale profilului, împreună cu tangente la profil în acele puncte, iar pentru a putea obține profilul dintelui la o scară mărită și construcțiile ajutătoare să nu depășească cu mult acest profil, se alege ca metodă de lucru determinarea analitică a trei mărimi (prin care se obține un punct de profil și tangenta respectivă).

Astfel într-un sistem de coordonate în care axa ordonatelor se situează pe axa de simetrie a golului dintelui, iar axa absciselor este tangentă la cercul de divizare ($d = z.m$) se consideră normala într-un punct al profilului și se determină prin calcul :

— ordonata punctului în care normala la profil taie axa ordonatelor (μ).

— unghiul pe care normala îl formează cu axa absciselor (σ) ;

— distanța de pe normală dintre punctul de pe profil și punctul de intersecție al normalei cu axa ordonatelor (λ).

Profilul unui dinte se compune din două curbe : o porțiune de evolventă generată de flancul liniar al cremalierei de referință și o curbă de racordare generată de rostogolirea cercului de rază ρ. Raportul dintre înălțimile acestor zone nu este constant, ci variază în funcție de numărul de dinți și de corectură, după cum se vede din figura 1 (M. Beloiu, Funcțiile evolvente, București, 1966).

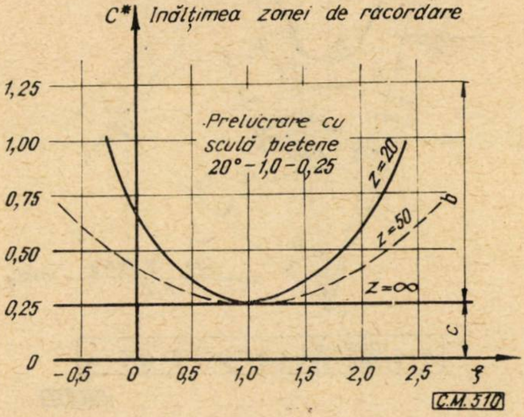


Fig. 1

În cele ce urmează se vor analiza separat aceste două curbe determinîndu-se și punctul de tangență dintre ele.

1. *Puncte de pe evolventă*

Din figura 2 se vede că :

$$\sigma = \alpha + \mathrm{inv}\ \alpha - \mathrm{inv}\ \alpha_v + \delta,$$

unde :

α este unghiul de poziție al punctului de pe evolventă ;

$$inv\ \alpha_v = inv\ \alpha_0 + \frac{\pi/4 + \xi \cdot \mathrm{tg}\ \alpha_0}{z/2;};$$

$$\delta = \frac{\pi}{z},$$

de unde se obține :

$$\boxed{\begin{aligned} \sigma &= \mathrm{tg}\alpha + \omega ; \\ \omega &= \frac{\pi/4 - \xi \cdot \mathrm{tg}\ \alpha_0}{z/2} - inv\ \alpha_0, \end{aligned}} \qquad (2)$$

ω fiind un unghi fix dat de elementele danturii.

Celelalte două mărimi rezultă din :

$$\mu = \overline{PS} = \overline{CS} - \overline{CP} = \frac{r_b}{\cos\ \sigma} - r_0 ;$$

$$\lambda = \overline{SM} = \overline{ST} - \overline{MT} = r_b \cdot tg\ \sigma - r_b\ \mathrm{tg}\ \alpha$$

sau :

$$\mu = r_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \sigma} - 1 \, ;$$
$$\lambda = r_0 \cdot \cos \alpha_0 \, (\mathrm{tg}\, \sigma - \mathrm{tg} \alpha). \qquad (3)$$

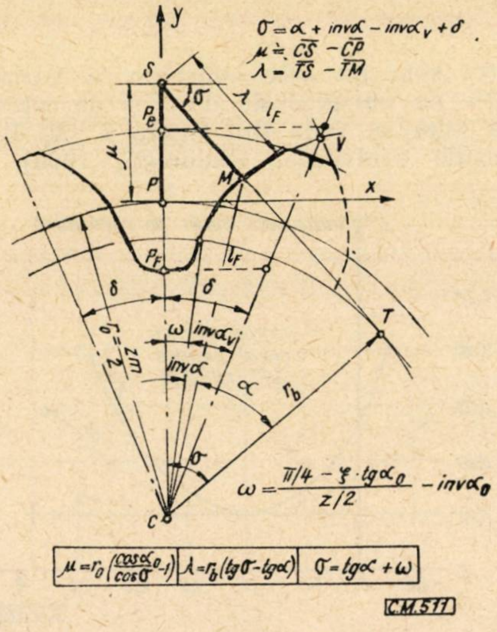

y
σ = α + invα − invα_V + δ
μ ≐ CS − CP
λ = TS − TM
S
σ
λ
P_E
l_F
V
μ
P
M
x
P_F
l_F
δ
δ
T
ω
invα_V
r_0 = zm/2
invα
α
r_b
σ
ω = (π/4 − ξ·tgα_0)/(z/2) − invα_0
C
μ = r_0 (cosα_0/cosσ − 1)
λ = r_b (tgσ − tgα)
σ = tgα + ω
C.M.511

Fig. 2

Calculul analitic se poate grupa într-o schemă (tabela 1), avînd ca parametru diferite unghiuri α ca puncte de poziţie ale diferitelor puncte de pe evolventă, dintre care este recomandabil să figureze :

— punctul de tangenţă cu curba de racordare (a cărui determinare se va arăta mai departe) ;

— $\alpha = 20°$;

— punctul superior de angrenare singulară ;

— punctul de pe cercul exterior.

Lungimile l_E şi l_F sînt necesare pentru trasarea liniei mediane a dintelui (axa ordonatelor fiind mediana golului dintelui), faţă de care se poate construi simetricul flancului determinat (fig. 2).

Schemă de calcul pentru determinarea elementelor de trasare a punctelor de pe evolventă

Tabela 1

$z = \ldots\ldots$ $m = \ldots\ldots$ $\xi = \ldots\ldots$ $r_0 = \ldots$ $r_E = \ldots$ $r_F = \ldots\ldots$

$\alpha_0 = \ldots\ldots$ $\cos \alpha_0 = \ldots\ldots$ $\mathrm{tg}\, \alpha_0 = \ldots\ldots$ $\mathrm{inv}\, \alpha_0 = \ldots\ldots$

$r_b = r_0 \cdot \cos \alpha_0 = \ldots\ldots$ $\omega = \dfrac{\pi/4 - \xi\, \mathrm{tg}\alpha_0}{z/2} - \mathrm{inv}\, \alpha_0 = \ldots\ldots$

$\delta = 180°/z \ldots$ $\mathrm{tg}\, \delta = \ldots$ $l_E = r_E\, \mathrm{tg}\, \delta = \ldots$ $l_F = r_F \cdot \mathrm{tg}\, \delta = \ldots$

1	α					
2	$\cos \alpha$					
3	$\mathrm{tg}\alpha$					
4	$\omega + [3]$					
5	$\sigma = 57{,}2958 . [4]$					
6	$\cos \sigma$					
7	$\mathrm{tg}\sigma$					
8	$[\cos \alpha_0/[6]] - 1$					
9	$\mu = r_0 . [8]$					
10	$[7] - [3]$					
11	$\lambda = r_b . [10]$					

2. *Puncte de pe curba de racordare*

Curba de racordare rezultă ca înfăşurătoarea diferitelor poziţii succesive ale cercului de racordare al cremalierei de referinţă, cînd aceasta rulează pe cercul de divizare al roţii. În poziţia iniţială (cremaliera de referinţă fiind paralelă cu axa absciselor, în acelaşi sistem de coordonate), coordonatele centrului B_0 al centrului racordării cremalierei de referinţă (fig. 3) sînt date de două mărimi (u, v) definite prin elementele determinante ale roţii dinţate ;

$$u = \left[\frac{\pi}{4} - (b + c)\, \mathrm{tg}\, \alpha_0\right] m - \rho \frac{\cos \alpha_0}{1 + \sin \alpha_0} \, ;$$
$$v = (b + c - \xi)\, m - \rho . \qquad (4)$$

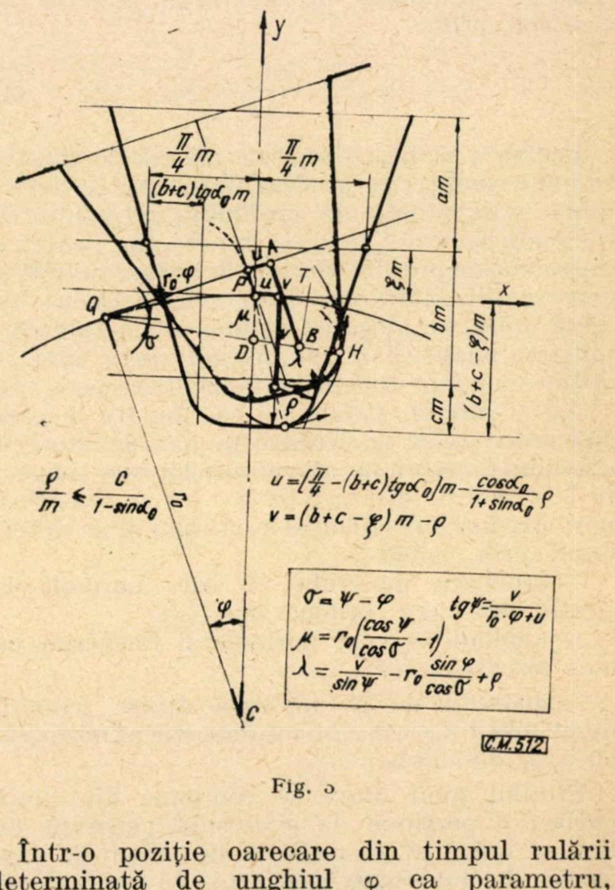

y
π/4 m
π/4 m
(b+c)tgα_0 m
am
ξm
x
r_0·φ
Q
A
u
v
T
μ
B
D
λ
H
σ
ρ
bm
cm
(b+c−ξ)m
ρ/m ≤ c/(1−sinα_0)
r_0
u = [π/4 − (b+c)tgα_0]m − cosα_0/(1+sinα_0) ρ
v = (b+c − ξ) m − ρ
φ
σ = ψ − φ
tgψ = v/(r_0·φ+u)
μ = r_0 (cosψ/cosσ − 1)
λ = v/sinψ − r_0 sinφ/cosσ + ρ
C
C.M.512

Fig. 3

Într-o poziţie oarecare din timpul rulării determinată de unghiul φ ca parametru, coordonatele centrului B, sînt date de proiectarea conturului $PCQAB$ pe cele două axe de coordonate:

$$x_B = -r_0 \cdot \sin\varphi + (r_0 \cdot \varphi + u)\cos\varphi + v \cdot \sin\varphi;$$

$$y_B = -r_0(1 - \cos\varphi) + (r_0 \cdot \varphi + u)\sin\varphi - v \cdot \cos\varphi.$$

Punctul de tangenţă Q în această poziţie a rulării, care este şi centrul instantaneu de rotaţie, are coordonatele:

$$x_Q = -r_0 \cdot \sin\varphi;$$

$$y_Q = -r_0(1 - \cos\varphi).$$

Segmentul QH (punctul H aflîndu-se pe dreapta QB la distanţa $BH = \rho$) este normala la curba înfăşurătoare, deoarece în această poziţie Q este centrul instantaneu de rotaţie, astfel că exprimînd ecuaţia dreptei QB (în funcţie de coordonatele stabilite mai sus);

$$y - y_Q = \frac{y_B - y_Q}{x_B - x_Q}(x - x_Q),$$

se poate găsi ordonata în care normala taie axa ordonatelor:

$$\mu = \overline{PD} = y_D = y_Q - x_Q \frac{y_B - y_Q}{x_B - x_Q},$$

precum şi înclinarea normalei faţă de axa absciselor:

$$\operatorname{tg}\sigma = -\frac{y_B - y_Q}{x_B - x_Q},$$

Pentru determinarea celui de al treilea element necesar trasării curbei de racordare:

$$\lambda = \overline{DH} = \overline{DB} + \rho$$

trebuie determinată distanţa $\overline{DH}$, ceea ce se obţine exprimînd ecuaţia, sub forma normală, a dreptei BT ce trece prin B şi este perpendiculară pe $\overline{DB}$:

$$x \cdot \cos\sigma - y \cdot \sin\sigma - (x_B \cdot \cos\sigma - y_B \cdot \sin\sigma) = 0$$

şi înlocuind coordonatele curente ale acesteia cu coordonatele punctului D $(0,\ y_D)$:

$$\overline{DB} = -(y_D - y_B) \cdot \sin\sigma - x_B \cdot \cos\sigma.$$

Semnul negativ, care va fi lăsat la o parte, se datoreşte faptului că atît originea axelor de coordonate (P) cît şi punctul (D) se găsesc de aceeaşi parte a dreptei BT.

După înlocuirea expresiilor coordonatelor diferitelor puncte se obţin următoarele valori:

$$\boxed{\begin{aligned} &\sigma = \psi - \varphi, \text{ unde: } \operatorname{tg}\psi = \frac{v}{r_0 \cdot \varphi + u}; \\ &\mu = r_0\left(\frac{\cos\psi}{\cos\sigma} - 1\right); \\ &\lambda = \frac{v}{\sin\psi} - r_0\frac{\sin\varphi}{\cos\sigma} + \rho, \end{aligned}} \qquad (5)$$

necesare pentru trasarea curbei de racordare.

Calculele numerice se pot efectua după schema din tabela 2.

Tabela 2

Schemă de calcul pentru determinarea elementelor de trasare a punctelor de pe curba de racordare

$z = \ldots.\ m = \ldots..\ \xi = \ldots.\ r_0 = \ldots.\ b = \ldots.\ c = \ldots.\ \rho = \ldots.$

$c_0 = \ldots\ldots.\ \sin\alpha_0 = \ldots\ldots\ldots\ \cos\alpha_0 = \ldots\ldots.\ \operatorname{tg}\alpha_0 = \ldots\ldots\ldots$

$u = \left[\frac{\pi}{4} - (b + c)\operatorname{tg}\alpha_0\right] m - \rho\frac{\cos\alpha_0}{1 + \sin\alpha_0} = \ldots v = (b + c - \xi)m - \rho = \ldots$

1	φ	0°	2°	4°	8°	
2	$\sin\varphi$					
3	0,017453. [1]					
4	$r_0 \cdot$ [3]					
5	$u +$ [4]					
6	$\operatorname{tg}\psi = v/[5]$					
7	ψ					
8	$\sin\psi$					
9	$\cos\psi$					
10	$\sigma = [7] - [1]$					
11	$\cos\sigma$					
12	$[[9]/10] - 1$					
13	$\mu = r_0 \cdot [12]$					
14	[2]/11					
15	$v/[8]$					
16	$r_0 \cdot [14]$					
17	[15] − [16]					
18	$\lambda = [17] + \rho$					

3. *Punctul de tangenţă dintre evolventă şi curba de racordare*

Acest punct se obţine din egalarea expresiilor corespunzătoare celor două curbe. Din egalarea ordonatelor rezultă că pentru punctul de tangenţă căutat:

$$\psi = \alpha_0.$$

Cu aceasta se obţine din egalarea expresiilor unghiurilor σ (şi relaţia de definiţie a unghiului ψ):

$$\operatorname{tg}\alpha + \omega = \alpha_0 - \varphi;$$

$$\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{v}{r_0\varphi + u},$$

două ecuaţii din care se pot calcula parametrii α şi φ corespunzători punctului de tangenţă:

$$\boxed{\begin{aligned} &\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha_0 - \frac{1}{\sin\alpha_0 \cdot \cos\alpha_0} \cdot \frac{b + c - \xi}{z/2} + \\ &\quad + \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_0(1 + \sin\alpha_0)} \cdot \frac{\rho}{r_0}; \\ &\varphi = \alpha_0 - \operatorname{tg}\alpha - \omega. \end{aligned}} \qquad (6)$$

Cu valoarea lui α, rezultată din aceste relaţii, începe seria valorilor acestui parametru din schema de calcul pentru punctele de pe evolventă, iar cu valoarea respectivă a lui φ se încheie seria acestui parametru din schema de calcul pentru curba de racordare.

Cîtă vreme din aceste două relaţii se pot calcula o pereche de valori α şi φ, înseamnă că există un punct de tangenţă între cele două curbe, deci roata nu are dinţi subtăiaţi. Subtăierea unei roţi va apărea atunci cînd pentru tg α vor rezulta valori negative (căci nu există unghi negativ de poziţie al unui punct de pe evolventă) şi deci limita de subtăiere se poate determina din anularea expresiei tg α.Aceasta se poate exprima fie sub forma numărului minim de dinţi la care subtăierea este evitată (z_{min}), fie sub forma corecturii minime necesare pentru evitarea subtăierii (ξ_{min}) :

$$z_{min} = 2\left[\frac{b + c - \xi}{\sin^2 \alpha_0} - \frac{\rho/m}{\operatorname{tg}^2 \alpha_0 (1 + \sin \alpha_0)}\right] \quad (7)$$

sau :

$$\xi_{min} = b + c - \sin^2 \alpha_0 \cdot \frac{z}{2} - \frac{\cos^2 \alpha_0}{1 + \sin \alpha_0} \cdot \frac{\rho}{m}, \quad (8)$$

pentru orice valori ale variabilelor conţinute, singura condiţie fiind cea enunţată la început (1) :

$$\rho/m \leqslant \frac{c}{1 - \sin \alpha_0}.$$

Scopul primordial al acestei metode de trasare a profilului dintelui îl constituie determinarea coeficientului de formă a dintelui (q) din calculul rezistenţei combinate la încovoiere, compresiune şi forfecare, după formula :

$$\sigma = q \frac{U}{b \cdot m},$$

pentru danturile mai deosebite, pentru care nu se găsesc indicaţi aceşti coeficienţi în literatura de specialitate.

În primul rînd s-a căutat să se verifice metoda, determinînd un coeficient de formă (q_k) indicat de G. Niemann (Maschinenelemente, II, 1965) pentru danturi executate cu cremaliere de referinţă $\alpha_0 = 20°$, $f = 1{,}0$, $\rho = 0{,}38$ m şi $c = 0{,}25$, pentru diferite corecturi şi numere de dinţi, forţa fiind aplicată la vîrful dintelui. S-a considerat un caz particular $z = 20$, $\xi = 0$ pentru care se indică o valoare $q_k = 2{,}8$.

În tabelele 3 şi 4 sînt arătate rezultatele calculului analitic executat după schemele de calcul cuprinse în tabelele 1 şi 2 (pentru modul $m = 10$).

Pentru evolventă, valorile parametrului α (care este unghiul de poziţie al diferitelor puncte de pe evolventă) au fost alese astfel : punctul de tangenţă al celor două curbe (α_u), punctul de pe coarda constantă ($\alpha_0 = 20°$), punctul superior de angrenare singulară (α_g) pentru o angrenare cu o roată de 100 dinţi şi punctul de pe cercul exterior (α_e).

Evolventa *Tabela 3*

α	$\alpha_u = 3{,}024°$	$\alpha_0 = 20°$	$\alpha_g = 21{,}164°$	$\alpha_e = 31{,}322°$
μ	−5,39	3,27	4,40	20,09
σ	6,67°	24,50°	25,83°	38,51°
λ	6,03	8,62	9,10	17,60

Curba de racordare *Tabela 4*

φ	0°	2°	4°	8°	12°	$\varphi_u = 13{,}327°$
μ	0	−6,79	−7,16	−6,82	−5,83	−5,39
σ	85,77°	65,58°	44,77°	22,78°	9,95°	6,67°
λ	12,52	5,85	5,54	5,71	5,97	6,03

Pentru curba de racordare, valorile parametrului φ au fost alese arbitrar terminînd cu punctul de tangenţă (φ_u). Este de remarcat egalitatea valorilor μ, σ, λ corespunzătoare parametrilor α_u din tabela 3 şi φ_u din tabela 4, ambele determinînd punctul de tangenţă dintre cele două curbe.

În figura 4 este arătată construcţia grafică executată pe baza valorilor calculate în tabelele 3 şi 4 care determină profilul dintelui. Astfel se pot determina grosimea la baza dintelui (s_f), determinată de tangentele la 30° la curba de racordare (după metoda indicată de G. Niemann), şi braţul momentului de încovoiere (e_f). Aceste mărimi ($s_f = 19{,}4$, $e_f = 18{,}95$), precum şi unghiul $\alpha' = 29{,}5°$ (măsurat tot din fig. 4) şi unghiul $\alpha_p = 20°$ (unghiul de poziţie al cercului de rulare), introduse în formula lui q, determină mărimea $q_k = 2{,}795$, ceea ce verifică valoarea $q_K = 2{,}8$ rezultată din diagrama lui Niemann.

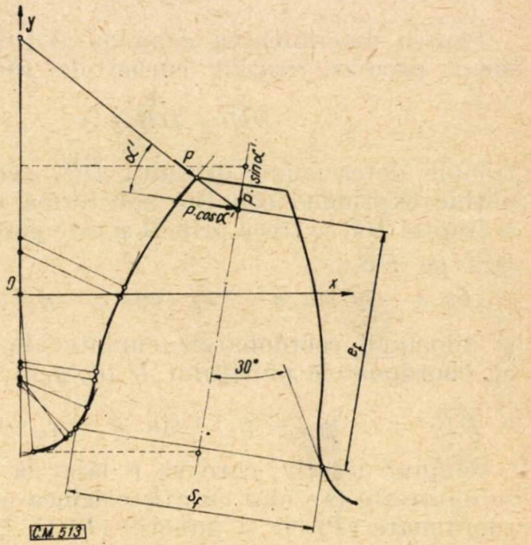


Fig. 4

CZ 621.791.85 : 622.24.051

Aplicarea sudării Arc-atom la armarea cu rellit a conurilor sapelor de foraj pentru terenuri dure

Ing. Adrian BUŢAN – ICTCM – Bucureşti

Examinarea sapelor de foraj cu trei conuri, scoase din exploatare, arată că una dintre cauzele cele mai frecvente de pierdere a capacităţii de forare este decalibrarea conurilor prin uzură exagerată a danturii şi a contraconului. De aceea, pentru mărirea durabilităţii sapelor, se armează zonele cu uzură maximă prin încărcare cu carburi de wolfram turnate şi granulate, cunoscute sub denumirea de rellit. Proprietăţile antiuzură ale stratului de carburi, şi deci performanţele de exploatare ale sapei, depind în mare măsură de tehnologia de încărcare aleasă, respectiv de procedeul de sudare folosit.

Este unanimă părerea că flacăra oxiacetilenică prezintă numeroase dezavantaje pentru încărcarea cu rellit a conurilor de sape şi că mult mai potrivită este sudarea cu hidrogen atomic (sudarea Arc-atom). Nu se va face în continuare o comparare a celor două procedee, ci se vor arăta doar cîteva aspecte privind aplicarea sudării Arc-atom în cadrul ICTCM la armarea conurilor pentru un lot de sape de teren dur, tip R10TKe-244,5. Sînt arătate de asemenea rezultatele experimentărilor legate de determinarea influenţei călirii care se aplică oţelului conului asupra stratului rellitat. În final se analizează comportarea în exploatare a lotului de sape de foraj cu trei conuri realizat în urma cercetărilor.

Încărcarea conurilor cu rellit prin sudare Arc-atom

În principiu, procedeul de sudare Arc-atom constă în formarea unui arc electric între doi electrozi de wolfram în curent de hidrogen. Datorită temperaturii arcului are loc o disociere a hidrogenului după reacţia :

$$H_2 \rightarrow 2H - 102\,000 \text{ cal/mol g.}$$

Hidrogenul astfel obţinut are numeroase proprietăţi fizice şi chimice interesante, printre care : puterea sa mare de reducere, coeficientul mare de conductibilitate termică, căldura de recombinare ridicată. Temperatura unei flăcări de hidrogen atomic are valori de aproximativ 3 700°C (după Ribaud şi Séférian).

Schema instalaţiei de încărcare cu hidrogen atomic este arătată în figura 1.

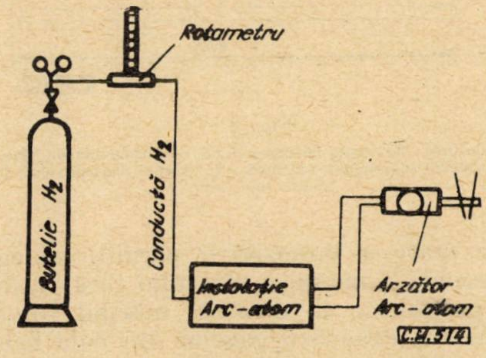


Fig. 1

Arzătorul propriu-zis, proiectat de ICTCM, este un arzător clasic pentru sudare Arc-atom şi foloseşte pentru formarea arcului electric doi electrozi de wolfram Ø 1,5 – 2 mm, lungi de 100 – 150 mm.

Ca material dur pentru încărcarea conurilor s-a utilizat rellit sub formă de granule de carbură de wolfram introduse într-un tub de oţel. Analizele chimice efective ale oţelului tubului şi granulelor de carbură sînt indicate în tabela 1.

Tabela 1

Material	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Ni %	Mo %	Cr %	W %	Fe %
Oţel con	0,12	0,67	0,35	0,015	0,018	3,76	0,25	0,11	–	rest
Oţel tub rellit	0,08 0,17	0,28 0,36	–	0,017 0,019	0,010 0,014	–	–	–	–	rest
Granule de CW	3,76 4,22	–	0,22 0,34	–	–	–	–	–	94,1 94,8	1,11 1,40

Conurile au fost fixate la încărcarea danturii, într-un dispozitiv ca cel din figura 2.

În figura 3 este reprezentat dispozitivul întrebuinţat la încărcarea contraconului.

În cadrul experimentărilor s-a verificat influența cîtorva parametri asupra proprietăților stratului rellitat.

Una dintre caracteristicile procedeului Arc-atom este intensitatea curentului folosit. O valoare mare a intensității permite omogenizarea rapidă a matricei stratului fără ca dizolvarea granulelor să crească, mărind totodată posibilitatea evacuării gazelor din baia lichidă. Trebuie să se remarce că valoarea intensității influențează conținutul de carbon al metalului provocînd o decarburare a băii de sudare pînă la 50 %, spre deosebire de sudarea oxiacetilenică. Această micșorare a procentului de carbon favorizează mărirea tenacității matricei, îmbunătățind rezistența stratului încărcat la șoc ciclic.

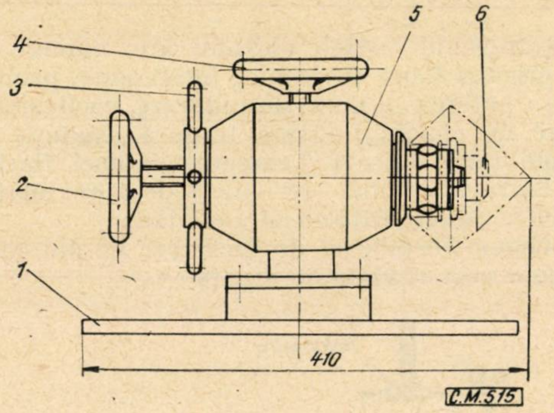


Fig. 2

1 – placă de bază; *2* – roată de manevră; *3* – contrapiuliță de blocaj; *4* – roată de manevră (blocare ax principal); *5* – corpul dispozitivului; *6* – con pentru încărcare.

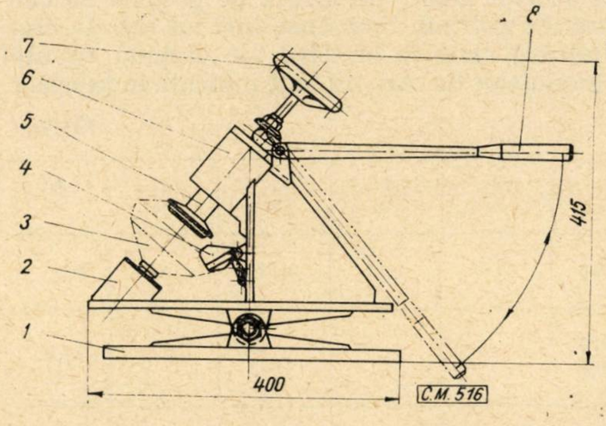


Fig. 3

1 – placă de bază; *2* – piesă de reazem; *3* – con pentru încărcat; *4* – opritor; *5* – tampon; *6* – ghidaj pentru tampon; *7* – roată manevră; *8* – pîrghie.

Un alt factor care trebuie avut în vedere la încărcarea Arc-atom este durata de menținere a arcului deasupra zonei încărcate. Cu ajutorul probelor de uzură s-a putut stabili că o menținere îndelungată duce la repartizarea granulelor la fundul stratului (fig. 4, × 2 ori, atac Nital) și deci la o uzură rapidă în prima perioadă a exploatării sapei.

Stabilirea influenței mărimii granulelor de carbură de wolfram asupra proprietăților stratului rellitat s-a făcut avînd în vedere, în primul rînd, rezistența lui la uzură. Pentru aceasta s-au încărcat frontal epruvete de uzură Ø 10 × 20 mm cu rellit de diferite granulații. La un același regim de încărcare, stratul cu carburi avînd granulație mai mică a prezentat uzuri mai rapide. Același fenomen s-a observat însă și la utilizarea unor granulații prea mari. Pentru determinarea cauzelor, o serie de probe au fost cercetate la microscopul metalografic pentru a stabili gradul de dizolvare a granulelor.

Atît probele de uzură cît și examinarea microscopică au dus la următoarele două concluzii :

– granulația mică a rellitului permite dizolvarea puternică a granulelor și rezistența la uzură scade ;

– granulația mare a rellitului duce de asemenea la uzuri mari deoarece rezistența mecanică intrinsecă a granulei de carbură de wolfram este mică, ceea ce produce o spargere a granulelor, urmată în exploatare de smulgeri ale fracțiunilor sfărîmate.

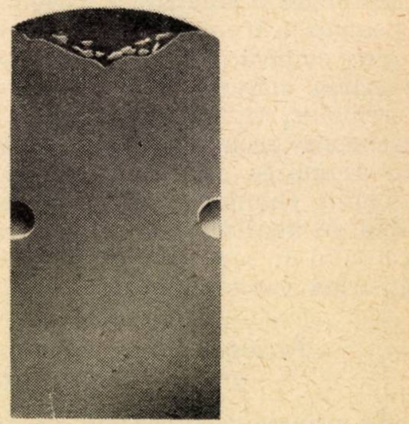


Fig. 4

Aceasta înseamnă că există o granulație optimă dependentă, de grosimea stratului încărcat, respectiv de dimensiunile băii de sudare. Încercările executate în laboratorul ICTCM au arătat că, pentru tipul analizat de sapă de teren dur, rezultate bune se obțin încărcînd dinții cu rellit 20 – 30 mesh, iar contraconul cu rellit 10 – 20 mesh.

În urma experimentărilor s-a stabilit că parametrii optimi ai regimului de sudare Arc-atom pentru încărcarea sapelor R10TKe-244,5 trebuie să fie :

	dantură	*contracon*
– diametrul electrodului	2 mm	1,5 mm
– debitul de hidrogen	170 – 190 l/h	150-170 l/h
– presiunea hidrogenului	70 – 75 mm col. H_2O	
– intensitatea curentului	28 A	34 A

După rellitare conurile s-au răcit în aer liniștit și de la o parte din ele au fost prelevate șlifuri metalografice pentru cercetarea structurii stratului încărcat. Examinarea acestora a arătat că granulele sînt uniform repartizate într-o matrice făcînd parte din sistemul Fe-W-C formată prin topirea parțială a oțelului de con și tub și a granulelor de carbură.

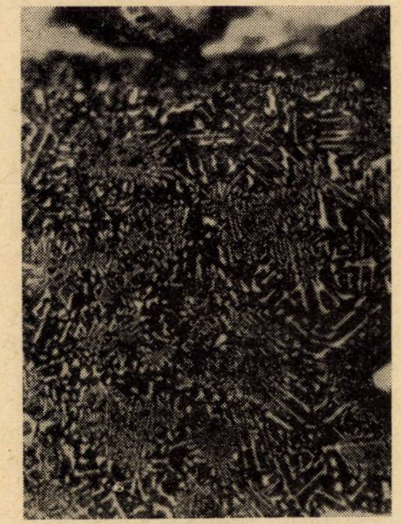


Fig. 5

Aspectele microstructurale caracteristice sînt următoarele :

— în apropierea granulelor se găsește faza γ (zona întunecată) și eutecticul ternar $\gamma + \eta + \theta$ sau $\alpha + \eta + \theta$ (zonele albe cu aspect hieroglific (fig. 5 ; × 400 ori ; atac Nital) ;

— la distanță mai mare de granulă, liantul începe să se uniformizeze, matricea fiind formată din faza γ (zona întunecată) și eutecticul binar $\alpha + \eta$ (zonele albe) (fig. 6 ; ×400 ori ; atac Nital).

Faza η corespunde aproximativ formulei Fe_2W_2C, care se descompune la răcire înceată sau încălzire la temperatură înaltă, degajînd carbura stabilă CW.

Descompunerea fazei θ, care este o soluție ternară de W și Fe în masă de bază de Fe_3C, duce la apariția grafitului.

Prezența fazelor θ și grafit nu este de dorit datorită fragilității lor ridicate și trebuie create condiții pentru formarea carburii stabile CW și pentru împiedicarea descompunerii ei. Din punct de vedere tehnologic acest lucru se poate realiza prin micșorarea vitezei de răcire după sudare și prin evitarea încălzirii puternice și de lungă durată la tratamentul termic.

În comparație cu eutecticul binar, caracterizat de durități de aproximativ 762 — 810HV 0,04, cel ternar a avut, datorită prezenței în plus a fazei θ, o rezistență la uzură mai ridicată și duritatea de 863 — 1 327 HV 0 040, prezentînd totodată rezistență mai scăzută la solicitare ciclică prin șoc. De altfel, acest eutectic apare atunci cînd conținutul de CW este ridicat, ceea ce explică duritatea lui mare. Din acest punct de vedere, o matrice potrivită, tenace, ar trebui să aibă structura formată în special din eutectic binar. Obținerea unei asemenea structuri se poate face în principiu prin două metode :

a) stăpînirea gradului de aliere din baia de sudare prin aplicarea unui procedeu adecvat (Arc-atom în cadrul experimentărilor) ;

d) schimbarea unei structuri cu eutectic ternar dur într-una cu eutectic binar, prin aplicarea unui tratament termic de descompunere a carburilor eutecticului ternar la temperaturi de peste 1 100°C

În laboratoarele ICTCM s-a încercat verificarea practică și a acestei a doua metode așa cum se va arăta mai jos.

Influența călirii asupra caracteristicilor antiuzură ale stratului încărcat cu rellit

Epruvete de oțel Ø 10 × 20 mm au fost încărcate cu rellit prin procedeu Arc-atom. Deoarece era necesară stabilirea influenței tratamentului asupra matricei și nu asupra întregului strat rellitat, s-a menținut arzătorul deasupra zonei încărcate un timp mai îndelungat decît era necesar pentru formarea ei, pentru a obliga granulele să se depună la fundul stratului (fig. 4). În acest fel s-a obținut la suprafață un strat de matrice fără granule, care se va comporta la tratamentul termic ca un oțel puternic aliat cu wolfram. Temperatura de călire va fi cu atît mai ridicată cu cît procentul de wolfram este mai mare.

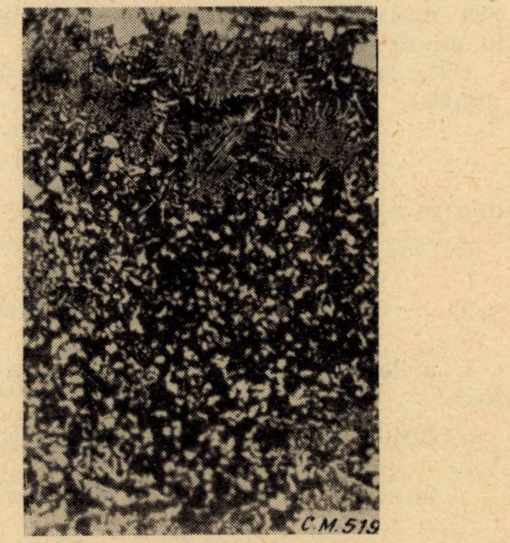


Fig. 6

Analiza diagramelor sistemului Fe-W-C arată că temperatura de încălzire, pentru a putea aduce carburile în soluție, este de aproximativ 1 050°C pentru 1,1 — 1,2 %C. După menținerea la această temperatură, carburile de wolfram se dizolvă în austenită avînd loc o omogenizare a soluţiei solide. Răcirea rapidă formează carburi complexe de Fe şi W care durifică materialul şi-i măresc rezistenţa la uzură.

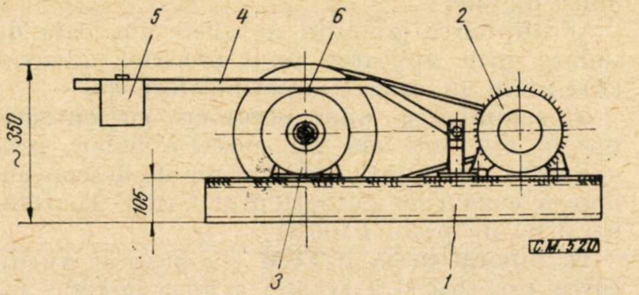


Fig. 7

1 – placă de bază ; *2* – motor electric ; *3* – piatră de polizor ; *4* – pîrghie portepruvetă ; *5* – contragreutate ; *6* – epruvetă.

Pentru verificarea practică a celor expuse, epruvetele rellitate s-au supus unor căliri de la 950, 1 050 şi 1 150°C, în ulei de 80°C.

Examinarea structurilor metalografice nu a indicat diferenţe evidente între diversele epruvete, toate probele prezentînd eutectic ternar $\gamma + \eta + \theta$ sau $\alpha + \eta + \theta$ şi faza γ. Măsurările de duritate au arătat diferenţe între structurile obţinute, fără însă ca aceste diferenţe să se supună unor legi de variaţie logice, dependente de temperatura tratamentului termic. Din această cauză s-a impus găsirea altei metode de investigare a influenţei tratamentului asupra matricei, şi anume cercetarea rezistenţei la uzură pe instalaţia din figura 7.

Calcularea uzurilor s-a făcut cu relaţia evidentă :

$$U = \frac{g_i - g_f}{g_i} \times 100, (\%),$$

în care :

g_i este greutatea iniţială a epruvetei încărcate, (*g*) ;

g_f – greutatea finală a epruvetei după uzură, (*g*).

Uzurile medii ale epruvetelor cercetate au fost :

– lotul I (călire de la 950°C) $U_{med} = 5{,}39\%$;

– lotul II (călire de la 1 050°C) $U_{med} = 2{,}43\%$;

– lotul III (călire de la 1 150°C) $U_{med} = 4{,}06\%$.

Aşa cum era de altfel de aşteptat, uzurile cele mai mici au fost înregistrate de epruvetele călite de la 1 050°C. Depăşirea acestei temperaturi duce la înrăutăţirea proprietăţilor antiuzură ale stratului rellitat.

S-a cercetat şi influenţa unei eventuale căliri înalte asupra proprietăţilor oţelului de bază al conului pe trei loturi de epruvete de rezilienţă şi tracţiune supuse următorului tratament :

– lotul I călire de la 950°C
– lotul II călire de la 1 050°C } +călire de la 860°C.
– lotul III călire de la 1 150°C } +călire de la 770°C.

Rezultatele experimentărilor sînt redate în figura 8, în care se observă că un prim tratament termic efectuat de la 1 050°C, în comparaţie cu unul de la 950°C, duce la mărirea valorilor σ_r, ψ şi HV 30 şi coboară întrucîtva valorile δ (de la 13,3 la 12,8%) şi K (de la 15, 1 la 13,8 kgm/ cm²).

În concluzie, experimentările referitoare la influenţa călirii înalte asupra proprietăţilor stratului rellitat şi oţelului de bază al conului au scos în evidenţă următoarele :

– călirea 1 de la 1 050°C în ulei de 80°C măreşte rezistenţa la uzură a matricei stratului rellitat şi nu afectează în sens negativ caracteristicile mecanice ale oţelului conului ;

– la depăşirea temperaturii de călire de 1 050°C proprietăţile mecanice ale stratului şi oţelului de con încep să scadă.

Totuşi călirea de la 1 050°C nu poate fi recomandată pentru aplicarea industrială avînd în vedere :

– greutăţile legate de executarea unor tratamente la temperaturi atît de ridicate în cuptoare moderne cu atmosferă controlată ;

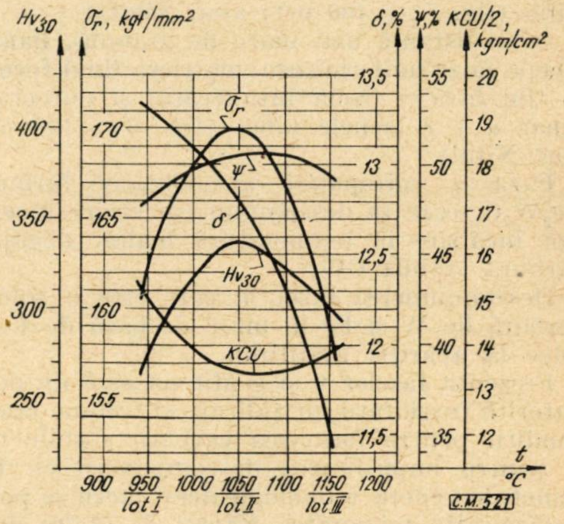


Fig. 8

– pericolul pe care această temperatură îl reprezintă pentru granulele de carbură cu conţinut ridicat de carbon, a căror eventuală descompunere cu eliberare de grafit ar compromite total rezistenţa la uzură a stratului.

Cele arătate conduc la concluzia că, cel puţin deocamdată, pentru a obţine proprietăţi bune antiuzură ale straturilor de rellit, atenția trebuie îndreptată asupra modului de aplicare prin sudare a rellitului, utilizînd un procedeu corespunzător (Arcatom în cazul de față).

Performanțe realizate în exploatare. Concluzii

Lotul de conuri încărcate cu rellit prin sudare cu hidrogen atomic, cu regimul indicat mai sus, a fost montat pe sape care au constituit un lot prototip ce a fost exploatat în șantierele petroliere, în teren dur, în paralel cu sape de comparație de fabricație străină.

Indicatorii medii realizați de sapele R10TKe-244,5 prototip au fost :

— indicatorul metri/sapă : 104% față de sapele de comparație ;

— indicatorul ore/sapă : 94% față de sapele de comparație ;

— indicatorul metri/oră : 111% față de sapele de comparație.

Valoarea mai mică a indicatorului ore/sapă la sapele prototip nu reprezintă o performanță inferioară celei realizate de sapele de comparație, deoarece cele prototip au forat cu viteză mecanică mai mare (1,06 m/oră, față de 0,95 m/oră), ceea ce le-a permis ca într-un timp mai scurt să foreze un metraj mai mare.

În figura 9 sînt indicate uzurile dinților mici, în figura 10 uzurile dinților mari (măsurate la fiecare sapă), iar în tabela 2 valorile medii ale uzurilor sapelor experimentate.

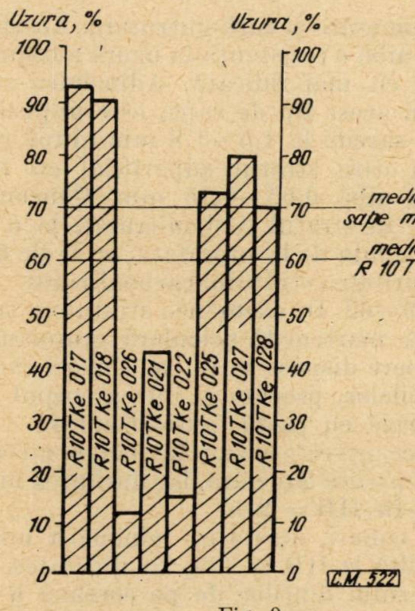


Fig. 9

În final se conturează următoarele concluzii :

— uzurile dinților de la cele trei conuri ale unei sape prototip sînt egale, ceea ce dovedește uniformitatea calității straturilor încărcate ;

— valorile uzurilor dinților mari sînt apropiate de cele ale dinților mici (52%, respectiv 60%). Acesta este un aspect pozitiv al rezistenței de exploatare a sapelor prototip, care elimină pericolul scoaterii din uz datorită deteriorării unui element constructiv al sapei, în timp ce alte elemente ale sapei pot încă lucra ;

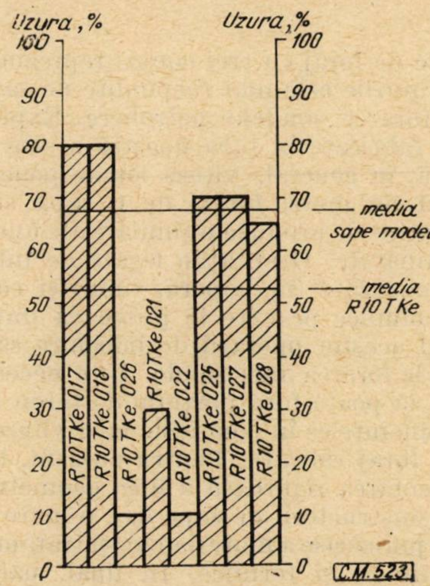


Fig. 10

— performanțele realizate (metri/sapă) sînt în concordanță cu uzurile înregistrate ;

— sapele de comparație prezintă uzuri aproximativ egale cu cele observate la sapele prototip (67%, 70% față de 52%, 60%) ;

Tabela 2

Dinții mari ai conului		Dinții mici ai conului	
Sape de comparație	Sape R10TKe	Sape de comparație	Sape R10TKe
%			
67	52	70	60

— în general, dantura este uzată numai în proporție de 60%, ceea ce înseamnă că sapele ar mai fi putut lucra, înregistrînd metraje mai mari decît cele realizate ;

— contraconul sapelor prototip s-a uzat foarte puțin. Din această cauză cozorocul fălcii a fost protejat, iar dezvelirea rolelor a fost destul de mică. Media uzurii cozorocilor a fost de 30%, iar dezvelirea rolelor a avut aceeași valoare medie.

Se impune, ca o concluzie generală, afirmația că straturile încărcate cu rellit prin procedeu Arc-atom, pe conurile sapelor experimentale R10TKe-244,5, s-au comportat foarte bine în forajul rocilor tari abrazive, înregistrîndu-se performanțe la nivelul celor realizate de sape de comparație cunoscute pentru indicatorii înalți de exploatare pe care îi asigură.

CZ 621.785 : 622.24.051

Îmbunătățirea performanțelor de exploatare a sapelor de foraj cu trei conuri prin aplicarea unor procedee moderne de tratamente termochimice

Ing. Călin PODEANU — ICTCM București

Sapele de foraj cu trei conuri reprezintă unul dintre tipurile cele mai răspîndite de sape folosite la forarea sondelor petroliere. Exploatarea sapelor fabricate în țara noastră a scos în evidență că, în general, viteza lor de penetrare și numărul de metri forați de o sapă sînt sub nivelul atins de produsele similare ale unor firme din străinătate. Greutățile legate de înlocuirea unei sape uzate (manoperă, timp) și consecințele economice pe care le provoacă impun ca numărul acestor operații de înlocuire să fie cît mai mic la forarea unei sonde. Este necesar deci ca sapa să poată fora porțiuni de teren cît mai lungi, bineînțeles în condițiile unei viteze mecanice de foraj ridicate. Pentru aceasta, în afară de respectarea riguroasă a unei geometrii complexe, constructorii de sape dau o mare atenție alegerii judicioase a materialelor și tratamentelor termochimice și termice. În final, parametrii principali de lucru ai unei sape depind direct de rezistența la șoc și la uzură abrazivă, adică în mare măsură de tratamentul termic aplicat.

Deoarece examinarea sapelor scoase din exploatare a dovedit că, în practică, uzurile cele mai mari se produc în ansamblul butonul fălciicon, pe dantura conului și pe contracon, iar cauzele cele mai frecvente de pierdere a capacității de forare sînt ruperile de dinți, decalibrarea conurilor sau jocurile mari ale conurilor pe butoanele fălcilor, pentru mărirea durabilității sapelor de foraj cu trei conuri se aplică următoarele soluții :

— canalele pentru role și bile de la falcă și con se tratează termochimic ;

— dantura conului, contraconul și cozorocul făclii se armează prin încărcare cu carburi de wolfram turnate și granulate (rellit) ;

— ansamblul butonul fălcii-con fiind un lagăr de tip R-B-F (rolă-bilă-fricțiune), ultima parte a butonului fălcii se încarcă cu un aliaj rezistent la uzură prin frecare (stellit).

În figura 1 se prezintă un lagăr de tip R-B-F (ansamblul butonul fălcii-con) de la o sapă de foraj cu trei conuri.

Aceste soluții au fost aplicate în cadrul ICTCM cu metodele cele mai moderne (tratament termochimic în cuptoare cu atmosferă controlată și încărcare cu materiale dure prin sudare Arcatom),pe un lot de sape pentru terenuri dure, tip R10TKe-244,5, fabricate de uzina 1 Mai-Ploiești.

În articolul de față se prezintă cîteva aspecte ale stabilirii parametrilor tehnologici pentru tratamentul termochimic al sapelor cu conuri.

După cum s-a arătat, condițiile constructive ale elementelor sapelor, impuse prin caiet de sarcini [1], prevăd pentru fălci pe suprafața butonului și pentru conuri pe întreaga suprafață un strat durificat prin tratament termochimic de cementare și carbonitrurare. Acest strat trebuie să aibă o rezistență la uzură maximă și o tenacitate cît mai ridicată. Adîncimea stratului, pentru acest tip de sape, este impusă prin caietul de sarcini la 1,5—1,8 mm (după rectificare), din care stratul superficial cu nitruri trebuie să aibă 0,05—0,15 mm. Concentrația de carbon în stratul carbonitrurat, la o adîncime de 0,2 mm de la suprafață, va fi de 0,85—1,05%. Duritatea stratului carbonitrurat : HRC = 59—62. De asemenea stratul nu trebuie să conțină martensită aciculară grosolană sau carburi libere dispuse în rețea. Umerii căilor de rulare a bilelor, precum și întreg corpul fălcii, se protejează cu pastă anticementare.

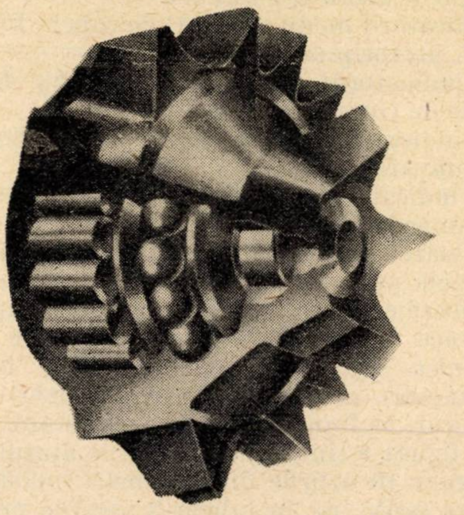


Fig. 1

În ceea ce privește miezul fălcilor, el nu trebuie să conțină perlită lamelară, iar duritatea minimă trebuie să fie HB = 215.

Pentru conuri, duritatea minimă a miezului este stabilită la HB = 235, iar duritatea maximă a miezului dinților de pe coroana a doua, la o treime din înălțime considerată de la bază, nu rebuie să depășească HB = 385.

În figurile 2 și 3 se arată o secțiune longitudinală printr-un buton de falcă și, respectiv, printr-un con. În ambele figuri, porțiunile de contur îngroșate reprezintă suprafețele carbonitrurate ale căilor de rulare.

În tabela 1 se prezintă compoziţia chimică a oţelurilor din care se fabrică fălcile şi conurile la noi în ţară.

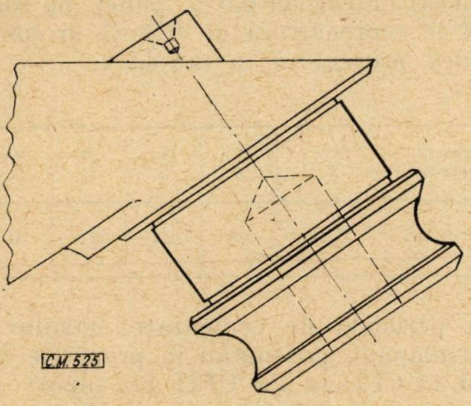


Fig. 2

Încărcarea cu material dur s-a efectuat înainte de tratamentul termochimic atît la fălci cît şi la conuri. Aceasta din următoarele motive :

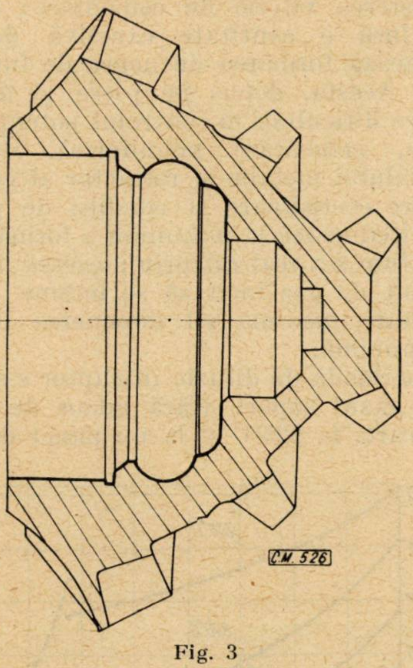


Fig. 3

— încălzirea la temperatura de topire a părţilor care se încarcă cu material dur are repercusiuni asupra structurii în zona respectivă, precum şi asupra suprafeţelor carbonitrurate apropiate. Prin aplicarea tratamentului după încărcare, nu numai că nu se înrăutăţeşte dar se şi reface structura miezului şi se evită decarburarea stratului în timpul încărcării ;

Tabela 1

Elementul de aliere / Materialul	C. %	Mn. %	Si. %	Cr. %	Ni. %	Mo. %	Cu. %
Oţel-falcă	0,17 0,24	0,60 0,95	0,20 0,35	0,35 0,65	0,35 0,75	0,20 0,30	<0,04
Oţel-con	0,18 0,23	0,50 0,70	0,20 0,35	—	3,25 3,75	0,20 0,30	<0,04

— în cazul încărcării pe materialul netratat, procentul de carbon cu care acesta participă la formarea liantului de fixare a granulelor de material dur este de 0,17—0,24%, în timp ce în varianta încărcării pe un material cementat, această participare se ridică la aproximativ 1,0%C. Pentru a avea o tenacitate cît mai ridicată, liantul trebuie să aibă un conţinut de carbon cît mai mic, deci este bine ca încărcarea să se facă înainte de tratamentul termochimic.

Pentru fălci, cementarea s-a efectuat numai pe anumite suprafeţe, celelalte acoperindu-se cu o vopsea de protecţie. Atît tratamentul termochimic cît şi tratamentul termic s-au executat într-un cuptor de fabricaţie Lindberg discontinuu, încălzit electric, cu bazin de călire încorporat.

Stabilirea parametrilor tehnologici 1. ***Faza de cementare şi difuzie.*** Pentru a obţine un strat de difuzie termochimică cu proprietăţi optime, în cursul încercărilor s-a acordat o atenţie deosebită următorilor parametri :

— temperatura de desfăşurare a procesului ;

— durata procesului ;

— compoziţia atmosferei din cuptorul de cementare.

Temperatura. Viteza maximă de pătrundere a carbonului în oţel este limitată de viteza de difuzie a acestuia în austenită. Această viteză creşte foarte mult cu creşterea temperaturii. Astfel viteza de difuzie la 925°C este cu 40% mai mare ca la 870°C. De asemenea, la temperaturi mai scăzute de cementare, este necesară o durată mai mare pentru ca diferitele zone ale încărcăturii să ajungă la temperatura de regim. Temperatura cea mai uzuală şi la care s-au efectuat încercările este de 920—925°C ; ea asigură o viteză de cementare mare, fără a deteriora utilajul.

Durata. Avînd în vedere că după tratamentul termic căile de rulare, atît la butonul fălcii cît şi la con, se rectifică şi că în final grosimea stratului tratat termochimic a fost stabilită la 1,5—1,8 mm, s-a fixat adîncimea totală a stratului (cu adaosurile de rectificare) la 1,8—2,1 mm. Funcţie de aceste adîncimi s-a stabilit durata proceslui de cementare.

Pentru aceasta s-a făcut întîi o determinare teoretică aplicînd formula lui Harris [2], care stabileşte legătura dintre temperatură, durată şi adîncimea stratului cementat :

$$A = \frac{31{,}6 \cdot \sqrt{t}}{10^{\frac{6.700}{T}}},$$

unde :

A este adîncimea stratului, ţoli;
t — durata cementării, ore;
T — temperatura absolută în grade Rankin (1° R = 1 °F +460).

Pentru o anumită temperatură de cementare :

$$\frac{A}{25,4},\ \text{mm} = K \cdot \sqrt{t},$$

unde pentru temperatura de 925 °C (1 700 °F) :

$$K = \frac{31,6}{10^{\frac{6\,700}{2\,160}}} = 0,021,$$

de unde rezultă valoarea timpului t :

$$t = \frac{\left(\frac{A}{25,4}\right)^2}{K^2} = \frac{\left(\frac{2,1}{25,4}\right)^2}{0,021^2} = 16 \text{ ore.}$$

Acest rezultat fiind confirmat şi de probele efectuate în cuptorul de lucru, s-a stabilit durata cementării la 16 ore.

Pentru determinarea perioadei de difuzie, s-a pornit tot de la o formulă a lui Harris [2] :

$$D_{cem} = D_{tot}\left(\frac{C - C_1}{C_0 - C_1}\right)^2;$$

$$D_{dif} = D_{tot} - D_{cem};$$

$$D_{dif} = D_{cem}\left[\frac{1}{\left(\frac{C - C_1}{C_0 - C_1}\right)^2} - 1\right];$$

$$D_{dif} = 16\left[\frac{1}{\left(\frac{1,05 - 0,2}{1,2 - 0,2}\right)^2} - 1\right] = 5 \text{ ore,}$$

unde :

D_{cem} este durata de cementare, 16 ore;
D_{dif} — durata de difuzie;
D_{tot} — durata totală;
C — concentraţia finală de carbon în suprafaţă, 1,05%;
C_1 — concentraţia iniţială de carbon în oţel, 0,20%;
C_0 — concentraţia de carbon la sfîrşitul perioadei de cementare, 1,2%.

Din cauză că această durată ar lungi în mod exagerat ciclul de tratament, că suprafeţele cementate se rectifică şi deci primii 0,2 mm care ar putea avea procentul de carbon mai ridicat se îndepărtează, şi că perioadei de difuzie îi urmează o perioadă de carbonitrurare, s-a considerat că sînt suficiente numai două ore pentru difuzie, ceea ce a fost confirmat apoi experimental în timpul încercărilor.

Compoziţia atmosferei. În timpul încercărilor atmosfera din cuptor a fost formată dintr-un gaz suport endoterm cu un potenţial de carbon 0,9%, punct de rouă 22—24 °F la temperatura de 925 °C, şi compoziţia chimică prezentată în tabela 2.

Tabela 2

Elementul component	H_2O, %	H_2, %	N_2, %	CO, %	CO_2, %	CH_4, %
Cantitatea	0,25	50	24	22	0,1	1

În perioada de cementare, gazului suport i s-a adăugat gaz metan în proporţie de 10%, adică 45 CFH la 450 CFH gaz suport (1 CFH — unitate de măsură a debitului în sistemul englez — 28,316 dm³/h). În felul acesta punctul de rouă în cuptor a coborît la circa 18 °F, ceea ce, pentru temperatura de 925 °C, a corespuns unui potenţial de carbon activ de 1,2%. Creşterea potenţialului de carbon activ duce la creşterea vitezei de cementare; în acelaşi timp însă o cantitate excesivă de carbon favorizează formarea de negru de fum (funingine). Acesta, depus pe piese şi în cuptor, produce dificultăţi în controlul potenţialului de carbon, cementare neuniformă, distrugerea materialului metalic şi refractar al cuptorului, curăţare costisitoare şi condiţii de prelucrare grele. Reducerea la minimum a formării negrului de fum s-a realizat prin alegerea unui astfel de debit de gaz încît să se îmbine viteza de cementare maximă cu depunerea de funingine minimă.

În perioada de difuzie în cuptor s-a introdus numai gazul suport (fără adaos de hidrocarburi) care, la 925°C şi la un punct de rouă de circa 20°F, are un potenţial de carbon de 1,0% corespunzător procentului de carbon ideal la suprafaţa stratului cementat.

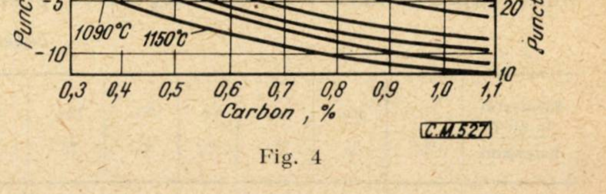


Fig. 4

În figura 4 se prezintă diagrama utilizată pentru determinarea punctului de rouă al atmosferei controlate, funcție de temperatură și de potențialul de carbon [3].

2. *Faza de carbonitrurare.* Temperatura. Alegerea temperaturii de carbonitrurare se bazează pe un mare număr de considerații, ca: duritatea, compoziția oțelului, gradul de deformare admis, rezistența la oboseală și la uzură, constituenții microstructurali, prețul de cost și felul utilajului. Oțelurile din care au fost confecționate fălcile și conurile au un conținut de elemente de aliere relativ ridicat din care cauză, în scopul prevenirii formării excesive de austenită reziduală, carbonitrurarea s-a efectuat la o temperatură mai scăzută și cu un debit relativ mic de amoniac. Cu toate că azotul coboară temperaturile de trasformare ale austenitei, în stratul carbonitrurat va exista mai multă austenită reziduală decît într-un strat cementat cu conținut de carbon similar. În afară de faptul că are durități scăzute, austenita reziduală are și dezavantajul că se poate transforma ulterior în martensită, cu creștere de volum, ceea ce în cazul nostru duce la fisurarea încărcăturilor de stellit sau rellit.

Avînd în vedere cele expuse mai sus, temperatura la care s-au efectuat încercările a fost de 860°C.

Durata. Perioada de carbonitrurare a fost de patru ore, dată fiind adîncimea relativ mică impusă stratului de carbonitruri. Probele efectuate cu această durată au dus la adîncimi de 0,2—0,3 mm, care după rectificare au ajuns la valoarea de 0,05—0,15 mm.

Compoziția atmosferei. Pentru stabilirea atmosferei din cuptor în perioada de carbonitrurare s-au folosit diagramele din figura 5, care reprezintă efectele debitului de amoniac și ale punctului de rouă al gazului la intrare asupra gradienților de carbon și de azot la un oțel de aproximativ aceeași compoziție cu oțelurile utilizate, carbonitrurat timp de patru ore la temperatura de 843°C [4].

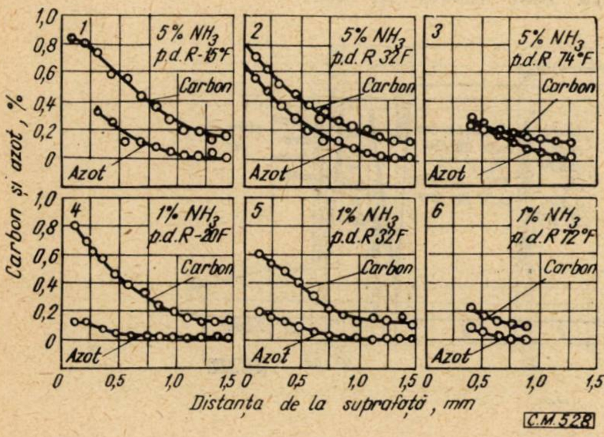


Fig. 5

Parametrii atmosferei din cuptor în perioada de carbonitrurare au fost:

— debitul de gaz purtător 450 CFH
— debitul de amoniac 20—22 CFH = 5%
— debitul de gaz metan 5 CFH = 1%;
— punctul de rouă corespunzător la 860°C unui potențial de carbon de 0,9% este de circa 26°F.

3. *Stabilirea parametrilor tehnologici pentru călirea I.* Călirea I s-a făcut direct de la temperatura de carbonitrurare. S-a ales procedeul călirii directe deoarece se simplifică tehnologia de fabricație, se scurtează ciclul de producție, se evită decarburarea obținîndu-se piese cu suprafața metalică curată și se evită precipitarea carburilor în rețea prin răcire lentă. De asemenea un factor determinant a fost acela că, prin construcția lor, majoritatea cuptoarelor moderne cu atmosferă controlată sînt prevăzute cu bazin de călire încorporat deci pentru călire directă.

Călirea a fost făcută în condiții care să nu ducă decît la structuri intermediare, care iau naștere fără modificări de volum, și nu la martensită. După Zener și Digges [5] punctul de transformare martensitică pentru oțeluri slab aliate se calculează cu formula:

$$M_s = 550 - [360\,C + 40\,(Mn + Cr) + 20\,Ni + 28\,Mo],$$

unde C, Mn, Cr, Ni și Mo sînt procentele diferitelor elemente din compoziția oțelului respectiv.

Aplicînd formula la oțelul de fălci pentru valorile medii ale procentelor elementelor de aliere, se obține:

$$M_s = 550 - [360 \cdot 0{,}205 + 40\,(0{,}8 + 0{,}5) + 20 \cdot 0{,}55 + 28 \cdot 0{,}25] = 404°C.$$

Valoarea obținută din calcul corespunde cu valoarea temperaturii de transformare martensitică care reiese din diagrama de transformare a austenitei pentru oțelul considerat. În figura 6 se prezintă această diagramă.

Ținînd seamă însă de posibilitățile reale impuse de utilaj, de rezultatele experimentale, precum și de masa mare a pieselor, s-a considerat suficientă preîncălzirea uleiului de călire la 120—140°C, temperatură realizabilă cu uleiul TT 5005.

4. *Stabilirea parametrilor tehnologici pentru călirea a II-a.* Călirea a II-a comportă anumite deosebiri pentru fălci și conuri.

Pentru fălci. Încărcarea cu stellit făcîndu-se înainte de tratamentul termochimic, călirea a II-a a urmat imediat după călirea I. Ea se aplică pentru stratul de difuzie termochimică. Admițînd o medie de concentrare a carbonului în strat egală cu 0,6% (cu limitele 0,3—0,9%), temperatura de călire a fost, conform diagramei Fe—C, de circa 810°C.

Durata de menţinere în egalizare la 810°C a fost de 60 min, stabilită prin orientare şi comparaţie. Răcirea s-a executat în ulei TT 5005 la temperatura de 60°C.

Compoziţia atmosferei din cuptor a prezentat de data aceasta două aspecte opuse, deoarece

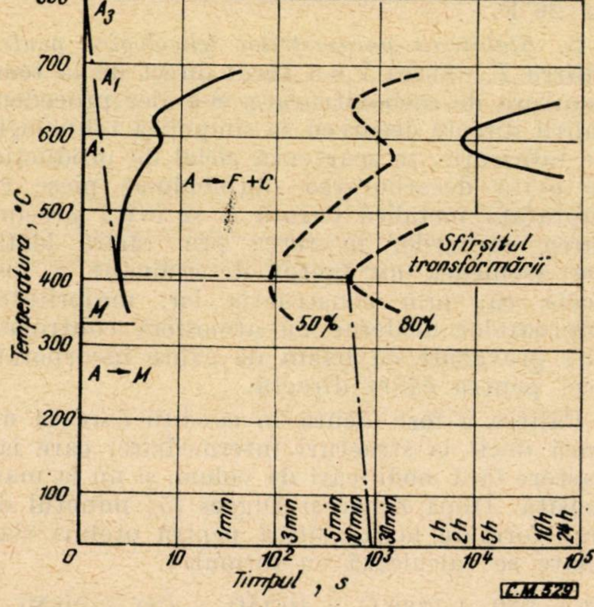


Fig. 6

falca avea acum două zone superficiale distincte: zona carbonitrurată cu procentul de carbon 0,9—1,0% şi zona care a fost protejată, cu procentul de carbon 0,18—0,23%. În această situaţie, reglînd punctul de rouă la circa 70—80°F (corespunzător unei concentraţii medii de 0,2% C pentru temperatura de 810°C va avea loc o decarburare în stratul superficial al porţiunilor carbonitrurate. Reglînd punctul de rouă la 45—50°F (corespunzător unei concentraţii de 0,95% C pentru temperatura de 810°C), porţiunile carbonitrurate se vor afla în echilibru cu atmosfera din cuptor şi nu se vor decarbura; în schimb va avea loc o carburare superficială (pe adîncimea de 0,03—0,05 mm) a suprafeţelor care au fost protejate. Aceasta din cauză că pasta de protecţie se desprinde de pe piesă la călirea I şi mai ales la spălare. Au apărut astfel două alternative:

— să se protejeze din nou corpul fălcii şi umerii căilor de rulare cu pastă, înainte de călirea finală. S-a experimentat această alternativă, rezultatele au fost foarte bune, însă procedeul s-a dovedit extrem de laborios şi costisitor. Piesele au necesitat o nouă sablare, degresare şi apoi protejare, deci a crescut valoarea manoperei şi a timpului de pregătire, precum şi consumul de pastă de protecţie;

— să se renunţe la protejare, admiţîndu-se existenţa stratului carbonitrurat de grosime 0,03—0,05 mm pe toată suprafaţa fălcii. În urma experimentărilor s-a ajuns la concluzia că existenţa acestui strat nu îngreuiază absolut de loc prelucrările mecanice ulterioare pe care le suportă falca.

S-a adoptat deci a doua variantă şi s-a executat călirea a II-a în aceeaşi atmosferă în care s-a făcut carbonitrurarea.

Pentru conuri. Călirea a II-a s-a făcut tot imediat după călirea I.

Din punctul de vedere al temperaturii de încălzire, dat fiind conţinutul ridicat de nichel al oţelului, aceasta a fost ceva mai scăzut decît la fălci, adică 770°C. Toţi ceilalţi parametri (timpul de menţinere, atmosfera din cuptor etc.) au rămas aceiaşi ca în cazul fălcilor.

Operaţia finală de tratament termic, revenirea de detensionare, s-a făcut la 180°C, timp de 90 min, într-un cuptor cu convecţie forţată, cu încălzire indirectă, după care piesele au fost răcite în aer.

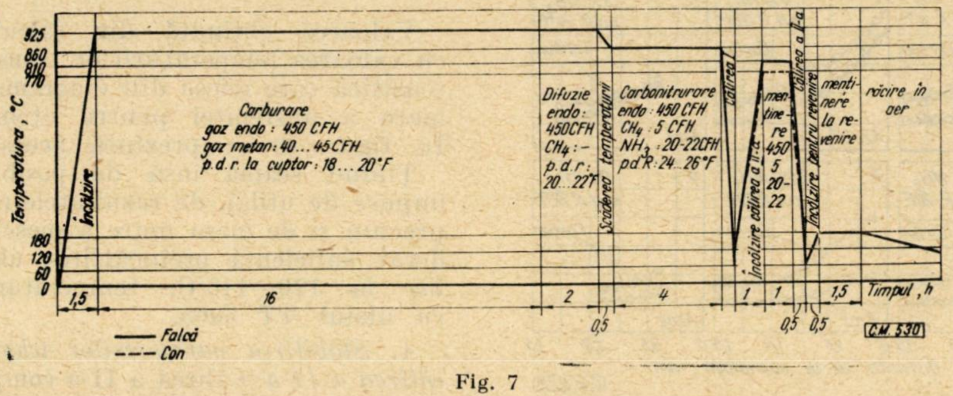


Fig. 7

În figura 7 se prezintă diagrama unui ciclu complet de tratament termochimic şi termic experimentat.

În vederea analizei comportării în exploatare a lotului experimental de sape, din punctul de vedere al uzurii lagărelor, au fost demontate şi măsurate un număr de sape. Măsurările s-au efectuat şi la sape de comparaţie de înaltă performanță, care au lucrat în aceleași condiții. S-au constatat următoarele:

— jocurile radiale și axiale ale lagărelor au valori destul de apropiate și grupate în jurul unei valori medii de 6,66 mm pentru jocul radial și de 6,4 mm pentru jocul axial. Excepție a făcut numai o sapă la care jocurile au atins valorile de 10—12 mm, dar care a și lucrat un număr record de 31 de ore. Se constată că valorile medii sînt comparabile cu valorile medii ale jocurilor lagărelor la sapele de comparație, și anume 5,83 mm pentru jocul radial și 5,33 mm pentru jocul axial;

— uzurile căilor de rulare ale rolelor au fost determinate prin măsurarea diametrului înainte de montarea sapelor și după demontarea lor în urma exploatării, fiecare valoare fiind media a două măsurări pe două diametre perpendiculare. Din studierea valorilor se observă că uzurile căilor de rulare ale rolelor, atît la conuri, cît și la fălci, sînt foarte variate și cuprinse între 0,08 și 1,0 mm. Uzura medie are valoarea 0,4 mm pentru fălci și 0,38 mm pentru conuri.

Uzurile căilor de rulare ale rolelor nu au putut fi comparate cu cele ale sapelor de înalte performanțe, nefiind în posesia dimensiunilor căilor de rulare ale acestora înainte de montare. Din punctul de vedere al aspectului, însă, se constată că sînt sensibil egale.

Ca o concluzie generală se poate afirma că, prin aplicarea tehnologiei de tratament termochimic prezentate, se conferă căilor de rulare ale ansamblului butonul fălcii-con, și deci sapelor în final, calități care să le facă competitive pe piața mondială.

BIBLIOGRAFIE

[1] IPCUP. Caiet de sarcini Sapa cu cu trei conuri R10TKe—244, 5, nr. 319 B—O—CS, 1966.

[2] Metal Progres, aug 1963.

[3] *Teodorescu, Al.* Tratamente termice în atmosfere controlate, București, Editura tehnică, 1964.

[4] Metals handbook ASM, vol. 2, ed. 1964.

[5] *Sérian D.* Métalurgie de la soudure. Paris, Dunod, 1959.

CZ 621.791.36 : 622.24.24.051

Realizarea de piese complicate, specifice utilajului petrolier, prin brazare

Ing. Constantin BIRT – IPCUP, București
Ing. Gerold WEISS – IPCUP, București

Dezvoltarea și complexitatea utilajelor construite în actualul stadiu al tehnicii pune probleme deosebite tehnologice și de execuție în special la piesele pretențioase și complicate ale agregatelor hidraulice.

Asamblarea rigidă a diferitelor piese componente și construcția unor repere, cum ar fi rotoare pompă, statoare de turbină etc., ale convertizoarelor hidraulice de cuplu și ale transmisiilor hidraulice se face în prezent prin nituire. O altă serie de agregate, cum ar fi carotierele, folosesc brazarea pentru asamblarea pastilelor dure sau a diamantelor.

Asamblarea prin nituire a unor repere, pe lîngă simplitatea utilajului, prezintă și dezavantajul unor solicitări specifice mai mari.

Pentru a se obține o durabilitate mai mare a rotoarelor agregatelor hidraulice, IPCUP a inițiat introducerea brazării la execuția acestora, iar realizarea fizică a fost făcută de uzina Hidromecanica-Brașov.

Deși cunoscută încă de mult, brazarea a căpătat un domeniu mai larg de aplicare abia în ultimele decenii și aceasta datorită studierii jocurilor dintre piese, a aliajelor și a decapanților folosiți. Dacă în industria de automobile, motociclete și biciclete se folosește pe scară largă brazarea, ajungîndu-se la construcții de blocuri motoare (S.U.A., firma Crosby, motor patru timpi, patru cilindri, 5 200 rot/min, 26 CP), iar la biciclete și motorete cadrele se execută în marea lor majoritate prin brazare), în industria extractivă acest procedeu, utilizat mult pe scară mondială, se limitează la lipirea pastilelor dure și a diamantelor pe capetele de carotieră.

În baza unor cercetări efectuate de IPCUP s-a executat paletajul statorului tr. a III-a și a rotorului pompei de la convertizorul hidraulic de cuplu CHC – 750 – 1, din tablă îndoită și brazată. Unul dintre convertizoarele construite în acest mod în anul 1963 are, la ora actuală, peste 8 000 ore de funcționare fără defecțiuni. În anul 1967 s-a construit rotorul pompei de la convertizorul hidraulic de cuplu CHC – 750 – 2, dar de o manieră diferită și anume:

— se realizează un inel paletat prin copiere pe o mașină de frezat;

— se sudează un butuc forjat și strunjit; ansamblul se strunjește cu adaos pentru brazare (fig. 1);

— peste ansamblul astfel pregătit se brazează un inel de acoperire.

Brazarea s-a făcut cu folii în atmosferă neutră. Construcția funcționează în convertizorul CHC – 750 – 2 pe o instalație 3DH – 200. Rezultatele de pe șantier sînt concludente.

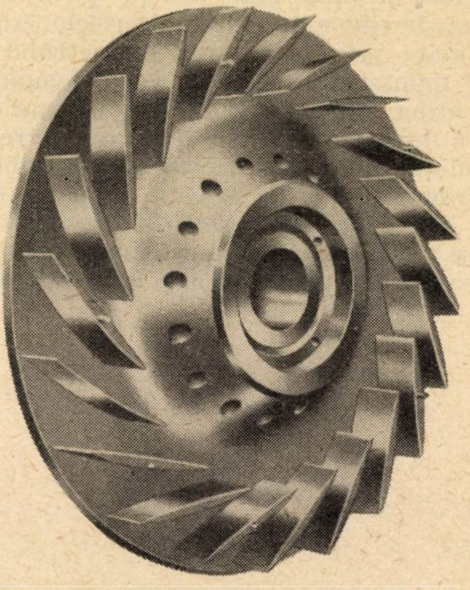


Fig. 1

În prezent este în studiu extinderea sfere de aplicare a metodei de brazare și la alte construcții similare, și anume la rotorul pompei convertizorului de mers de la transmisia hidraulică TH_2 (L28) executată de uzina Hidromecanica după licența Voith-Austria. Necesitatea extinderii a apărut în urma greutăților tehnologice de turnare a rotoarelor de pompă care nu pot fi realizate prin turnare de precizie ci în nisip. Adaosul trebuie îndepărtat prin pilire cu un consum exagerat de mare. Nerealizarea profilului corect duce și la dispersiunea valorilor obținute pe standul de probe.

Rezultatele probelor efectuate pe epruvete cu Am 63 ca material de lipit, cu borax ca decapant, la o temperatură de 930°C și un joc de 0,1 mm, au dat rezultate corespunzătoare, obținîndu-se rezistența între 34 și 36 kgf/mm². La două epruvete s-a lucrat neglijent fără a se curăța complet partea activă. Rezistențele obținute au fost de 10 și 11 kgf/mm², nesatisfăcătoare.

Condițiile necesare pentru realizarea unei bune brazări nu sînt multe și vor fi analizate pe rînd.

Se ştie că brazarea este un procedeu pentru îmbinarea pieselor metalice cu ajutorul unui metal aditiv topit, a cărui temperatură de topire este sub aceea a metalelor care formează îmbinarea. Fenomenul constă atît într-o aderenţă cît şi într-o difuzie reciprocă a zonelor marginale. În funcţie de temperatură, sînt îmbinări la care primează fie aderenţa fie difuzia. Extrem de important pentru aderenţă este acordul just între decapant şi aliajul folosit. În general se folosesc decapanţii indicaţi în tabela 1.

Tabela 1

Materialul	Decapantul
Oţel carbon	borax
Oţel inoxidabil, aliaje dure şi refractare	borax 50%, acid boric 50% în clorură de zinc
Fonte	borax 55%, permanganat de potasiu în soluţie concentrată de clorură de zinc

Firmele străine furnizoare de aliaje de lipit, cum ar fi Castolni (Elveţia), Degussa (R.F.G.), Ögussa (Austria), au aliaje de lipit extrem de variate cu compoziţii complexe, pentru temperaturi diferite, şi au de asemenea decapanţi pentru fiecare aliaj separat. Acest lucru este foarte important deoarece se ştie că temperatura de topire a decapantului trebuie să fie cu 15–40°C mai mică decît cea a aliajului. În acest fel fluxul dizolvă complet oxizii, după care materialul de brazare curge şi aderă la piesele respective.

În funcţie de rezistenţă şi de temperatură brazarea se poate clasifica în brazare moale sau lipire şi brazare tare sau brazare.

Din figura 2 se poate observa repartizarea aliajelor şi a rezistenţelor obţinute în funcţie de temperatura de topire a aliajului. Se observă că lipirea se face la temperaturi pînă la 500°C şi se obţin rezistenţe de 2–10 kgf/mm². Brazarea se face la temperaturi pînă la 1100 °C şi rezistenţe pînă la 45 kgf/mm² în funcţie de aliajul folosit.

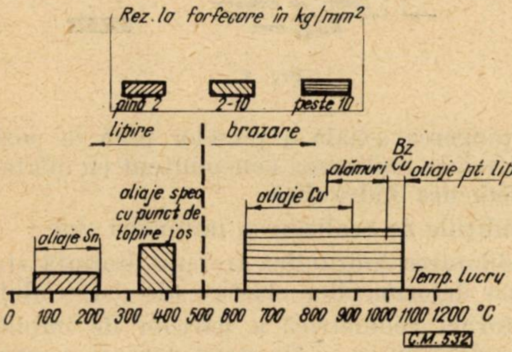


Fig. 2

Un element de o importanţă primordială pentru reuşita brazării este mărimea jocului dintre cele două piese care se asamblează, deoarece capilaritatea are o importanţă deosebită. În figura 3 se observă rolul jocului dintre piese şi modul în care aliajul topit aderă la metalele de brazat.

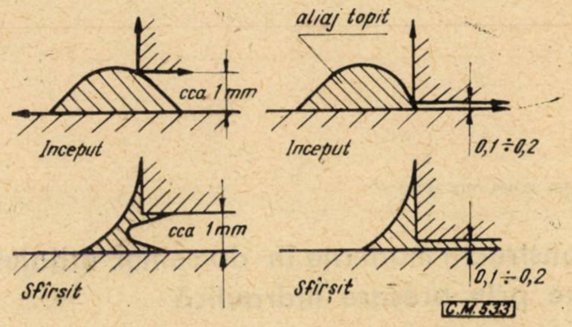


Fig. 3

Din cauza viscozităţii diferite a aliajelor de lipit topite, jocul nu poate fi mai mic decît o anumită valoare. În tabela 2 se vede mărimea jocului minim şi maxim admis.

Tabela 2

Aliajul	Jocul
Aluminiu + stibiu	0,150–0,250
Cupru cu fosfor	0,025–0,125
Argint	0,050–0,125
Cupru cu aur	0,050–0,125
Cupru	0,010–0,050
Cupru cu zinc	0,050–0,125
Magneziu	0,100–0,250
Cupru-crom-nichel	0,050–0,125

Posibilităţile de a efectua brazarea sînt multiple şi nu vor fi descrise în acest articol ci numai enumerate:

— brazarea cu flacără, procedeu manual sau mecanic;

— brazarea cu încălzire prin rezistenţă electrică sau electrozi de metal sau cărbune;

— brazare în cuptor cu atmosferă neutră;

— brazare în baie de sare;

— brazare în baie încălzită prin inducţie.

Evident toate procedeele pot fi automatizate.

Deşi în cadrul restrîns al unui articol nu se pot descrie detaliat procedeele de lucru, se vor indica avantajele brazării faţă de alte îmbinări, pentru ca cei interesaţi să poată aplica şi extinde acest procedeu:

— se poate folosi la majoritatea pieselor arzătoare cu flacără;

— se pot uni piese din metale diferite şi cu pereţi de diferite grosimi;

— deformaţiile produse de temperatură sînt mai mici decît în cazul sudării;

— se pot face brazări şi în zone inaccesibile direct;

— din cauza cusăturii netede, nu mai este nevoie de o prelucrare ulterioară, ci de o curăţare a surplusului de aliaj.

Cele de mai sus, expuse susccint, şi rezultatele obţinute în exploatare cu piese executate care lucrează în condiţii grele pot constitui o bază pentru extinderea metodei la diferite piese complicate, construite din părţi simple şi apoi asamblate prin brazare.

CZ 621.88.084 : 622.24.051

Construcţii moderne în domeniul utilajului petrolier prin aplicarea extinsă a îmbinării fixe prin presare hidraulică

Ing. George TOGĂNEL, Laureat al Premiului de Stat—IPCUP, Bucureşti

Transmiterea de forţe, cupluri sau numai a mişcării de rotaţie se realizează între elementele maşinilor sau agregatelor prin îmbinări fixe sau glisante, devenite clasice: îmbinări prin pene, caneluri cu profil dreptunghiular, trapezoidal sau în evolventă etc.

Spre deosebire de cele de mai sus, se realizează şi îmbinări fixe numai prin strîngere, care folosesc forţele de frecare ce apar în zona de contact strîns dintre elementele cuprins şi cuprinzător, ca urmare a tensiunilor interne provocate de ajustajul cu strîngere. În acest scop piesele de îmbinat se realizează aşa fel încît, în stare nemontată, piesa cuprinzătoare are diametrul mai mic decît cea cuprinsă. Îmbinarea se realizează prin presare mecanică la rece sau prin dilatarea termică a piesei cuprinzătoare. În ambele cazuri după realizarea îmbinării pe suprafaţa de contact dintre piese apar tensiuni de contact normale, capabile să dea naştere forţelor de frecare care vor transmite forţa sau cuplul de la o piesă la alta.

O metodă modernă de realizare a îmbinării cu strîngere a fost pusă la punct în timpul celui de al doilea război mondial de către tehnicienii firmei S. K. F., iniţial pentru montarea rulmenţilor, iar apoi cu utilizări mult mai largi, inclusiv transmiterea de eforturi între piesele îmbinate.

Metoda constă în principiu în înlocuirea dilatării termice cu o dilatare realizată prin presiuni hidraulice ridicate, însă evident aşa fel încît să nu se depăşească limita de elasticitate a materialului, provocînd deformări plastice.

Prin urmare, îmbinarea prin presare hidraulică este o îmbinare fixă, transmiţătoare de forţe, între două elemente de aceeaşi formă geometrică (cilindrică sau uşor conică), de dimensiuni care diferă între ele în limitele ajustajului cu strîngere, şi la care pentru realizarea îmbinării se foloseşte dilatarea hidraulică (fig. 1).

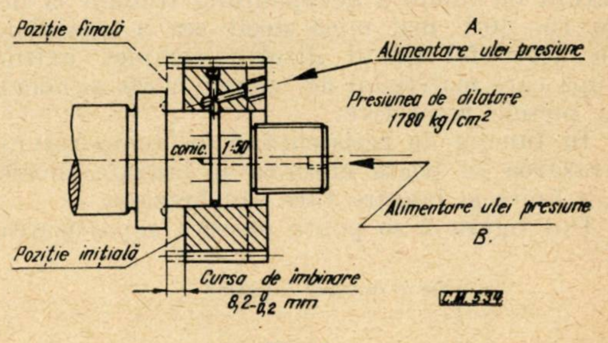


Fig. 1

Împingerea axială a pieselor pînă în poziţia definitivă se realizează concomitent cu dilatarea de asemenea hidraulică.

Condiţiile de realizare a îmbinării sînt:

— dilatarea hidraulică trebuie limitată strict la zona deformaţiilor elastice ale materialului;

— forma geometrică a părţilor de îmbinare la cele două piese să fie strict aceeaşi, pentru a se asigura contactul pe întreaga suprafaţă de îmbinare;

— suprafaţa de contact trebuie să fie de rugozitate mică, realizată prin rectificare fină.

Agregatele hidraulice necesare sînt:

1. Pompă hidraulică de mînă cu rezervor de lichid de lucru cu două poziţii, de presiune maximă 450 at.

2. Multiplicator de presiune, cu coeficient de multiplicare circa 1 : 7, adică pentru o presiune maximă de 3 200 at.

3. Presă mobilă de circa 20 t pentru realizarea împingerii axiale.

4. Pompă hidraulică de mînă, similară cu cea de la poziţia 1, pentru alimentarea presei.

Toate aceste agregate au gabarit redus, putînd fi uşor transportate, la orice loc de lucru.

Datele caracteristice necesare a fi înscrise pe desenul de execuţie sînt : presiunea de dilatare şi cursa de îmbinare (cînd îmbinarea este conică se va indica şi conicitatea).

Se pot da următoarele indicaţii practice :

— Gaura de alimentare cu ulei sub presiune se dă în arbore (dacă îmbinarea se află în apropierea unuia dintre capete, ca în figură, partea B) sau în butuc (în figură, partea A). În acest din urmă caz, este preferabil ca gaura să fie uşor înclinată, pentru a putea racorda comod conducta de alimentare.

— Canalul circular de distribuţie a uleiului sub presiune se execută totdeauna în arbore, şi anume în aşa fel încît centrul orificiului de alimentare să corespundă cu mijlocul canalului în poziţia iniţială.

— Pe suprafaţa piesei cuprinzătoare (butucului) se execută un număr de 6—8 canale echidistante, în lungul generatoarelor, de dimensiuni 0,1 × 0,1 mm, pentru a se asigura uniformitatea transmiterii presiunii. Lungimea canalelor va fi cu circa 10 mm mai scurtă în fiecare parte faţă de suprafaţa de contact iniţială.

— Înaintea montării, piesele vor fi supuse unui control riguros privind conicitatea, dimensiunile şi rugozitatea conurilor. Se foloseşte de obicei conicitatea 1 : 50.

— Suprafeţele de îmbinare trebuie să fie curate, uscate şi perfect degresate.

— Cursa de îmbinare, definită ca deplasarea axială a piesei cuprinzătoare între poziţia iniţială (montare manuală) şi cea finală, trebuie controlată precis, deoarece ea reprezintă (la îmbinările conice) echivalentul strîngerii realizate.

— După efectuarea montării manuale, se fac legăturile de la pompa cu amplificator de presiune la gaura de alimentare şi de la pompa a doua la presa de împingere axială. Acţionarea celor două prese se face concomitent.

— La atingerea presiunii de dilatare prescrisă, presa axială împinge instantaneu piesa cuprinzătoare la locul său de pe arbore (în poziţia finală). În acest moment se întrerupe presiunea de dilatare, dar se mai menţine 10 min acţiunea presei axiale, pentru a permite evacuarea uleiului care a servit la dilatare.

— La demontare se procedează în mod asemănător, cu observaţia că, la atingerea presiunii de dilatare prescrise, piesa cuprinzătoare este expulzată violent şi trebuie luate măsuri de siguranţă contra accidentelor.

Experimentarea metodei s-a făcut asupra unui turboambreaj TA 500 şi a unui convertizor hidraulic CHC 650—2, fabricate de către uzina Hidromecanica Braşov după proiecte IPCUP — Bucureşti, şi a constat în probe de stand de durată dublă faţă de normal şi în experimentări de lungă durată în şantier, în cadrul instalaţiilor de foraj.

S-au montat prin această metodă rotoarele pompă şi turbină, precum şi piesele de legătură la intrarea şi ieşirea din agregate.

Concluzii. Îmbinarea prin presare hidraulică prezintă următoarele avantaje :

— simplitate, prin eliminarea de elemente intermediare şi reducînd totul la executarea unor suprafeţe simple de revoluţie, pe maşini universale ;

— siguranţă în funcţionare, chiar la cupluri mari transmise ; proba de stand reuşită constituie în acest sens o garanţie suficientă ;

— uşurinţa de montare şi demontare la orice loc de lucru, cu agregate de gabarit redus şi uşor de transportat ;

— economicitate, prin eliminarea de piese şi de operaţii tehnologice ;

— posibilitatea de montare şi demontare nelimitate, fără a se afecta calitatea suprafeţelor de îmbinare ;

— posibilitatea de a concepe construcţii complexe, a căror montare ar fi dificilă sau imposibilă prin alte sisteme de îmbinare.

Brevete

Brevet nr. 53369 — 21. III. 1968 — **Amortizor pentru garnitura de foraj** Ing. Grigore Davidescu

Invenţia se referă la un dispozitiv tubular care se montează prin înşurubare între sapă şi prăjinile grele. Amortizorul este destinat să amortizeze şocurile şi vibraţiile care se nasc în garnitura de foraj ca urmare a acţiunii sapei asupra tălpii şi pereţilor găurii de sondă.

Amortizorul este format dintr-un ansamblu superior *I* care cuprinde elementul elastic ce amortizează şocurile şi vibraţiile axiale şi un ansamblu *II* care cuprinde elementul elastic ce amortizează şocurile şi vibraţiile torsionale.

Ansamblul superior I este format dintr-o cămaşă tubulară exterioară *1*, o cămaşă interioară *2*, mai multe elemente *3* de tip arc tubular axial cu cauciuc (fig. 4) montate în paralele între cele două cămăşi şi un sistem de etanşare cu manşete *4* ce etanşează interiorul cămăşii *2*, prin care circulă noroiul de foraj din circuitul descendent, faţă de spaţiul în care se găseşte noroiul din circuitul ascendent. Ambele cămăşi *1* şi *2* se termină la partea inferioară cu filet de legătură cu ansamblul inferior *II*, cămaşa exterioară *1* fiind prevăzută la partea superioară cu filet pentru înşurubat la prăjinile grele.

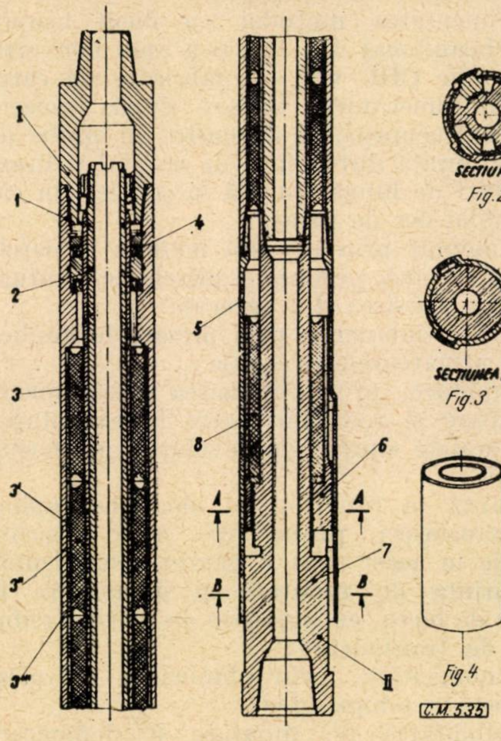


Fig. 1, 2, 3, 4.

Ansamblul inferior *II* este compus dintr-un tub exterior *5*, un tub intermediar 6 şi un tub interior *7*. Tubul *5* este prevăzut la partea superioară cu un filet de asamblare la cămaşa *1*, iar la partea inferioară cu trei caneluri longitudinale (fig. 2 şi 3) prin care se asamblează cu tubul intermediar *6*; acesta are la partea inferioară trei ghiare interioare care pătrund între trei ghiare ale tubului interior *7*, fără a veni însă în contact între ele (fig. 2). Solidarizarea tubului intermediar *6* cu cel interior *7* se face prin masa de cauciuc *8* vulcanizată în spaţiul existent între cele două tuburi. Tubul interior *7* este prevăzut la partea superioară cu un filet de asamblare la cămaşa *2*, precum şi cu un prag pe care se sprijină arcurile tubulare axiale cu cauciuc *3*, iar la partea inferioară cu un filet în care se înşurubează sapa de foraj.

Transmiterea apăsării axiale şi a torsiunii se realizează elastic de la prăjinile grele la sapă prin intermediul amortizorului astfel:

— Apăsarea axială exercitată de prăjinile grele se transmite printr-un prag al cămăşii *1*, la bucşa exterioară *13'* a arcurilor tubulare *3*, la masa de cauciuc *3''*, la bucşa interioară 3''', la tubul *7* şi de aci la sapă. În caz de avariere a masei de cauciuc *3''*, se poate continua forajul pînă la uzura sapei, deoarece cămaşa *1* şi tubul *5* coboară apăsînd pe tubul interior *7*, deci pe sapă.

— Torsiunea se transmite de la cămaşa exterioară *1* la tubul exterior *5*, la tubul intermediar *6*, la masa de cauciuc *8*, la tubul interior *7*, deci la sapă.

Pentru a nu se depăşi solicitarea admisibilă în masa de cauciuc *8*, ghiarele tubului intermediar *6* intră în contact cu ghiarele tubului interior *7* la depăşirea valorii momentului maxim admisibil a fi transmis de masa de cauciuc *8*.

Această construcţie de amortizor cu două elemente elastice distincte prezintă următoarele avantaje faţă de construcţiile existente, care au un singur element elastic constînd dintr-o masă de cauciuc vulcanizată între două cămăşi metalice, cauciuc care trebuie să amortizeze atît şocurile axiale cît şi cele torsionale:

— permite dimensionarea independentă a elementului elastic torsional faţă de cel axial, rezultatul fiind o amortizare optimă a celor două tipuri de şocuri şi vibraţii;

— permite variaţia rigidităţii elementului elastic axial în funcţie de apăsarea axială cu care se va fora, prin montarea unui număr mai mare sau mai mic de arcuri tubulare axiale cu cauciuc, realizîndu-se astfel un grad sporit de amortizare axială;

— permite înlocuirea uşoară în schelă a elementelor axiale deteriorate;

— simplifică mult tehnologia de execuţie a elementului elastic axial, mult mai uşor de realizat sub forma unor arcuri tubulare axiale cu cauciuc de lungime oricît de mică este necesară, faţă de un arc de acelaşi tip de lungime 1 200 mm ca la amortizoarele existente.

Documentare

O nouă realizare: instalaţia de foraj F-125-2DH

La Uzina „1 Mai" Ploieşti se află în fază finală de realizare instalaţia de foraj F—125—2DH proiectată de Institutul de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier IPCUP — Bucureşti.

Această instalaţie, echipată cu motoare Diesel şi convertizoare hidraulice de cuplu, este destinată forajului sondelor de petrol şi gaze pînă la adîncimi maxime de 2 500—2 800m cu prăjini de $4^{1}/_{2}$ in.

Ca rezultat al unei activităţi cu tradiţie în construcţia de utilaj petrolier, la instalaţia de foraj F—125—2DH, IPCUP a promovat o serie de soluţii constructive şi de perfecţionări tehnice, unele cu caracter de originalitate, dintre care merită să fie subliniate următoarele:

a) Pentru a satisface necesităţile foarte variate ale beneficiarilor, instalaţia poate fi echipată cu diferite tipuri de motoare şi dispune în consecinţă de o putere instalată cuprinsă între 2 × 460 CP şi 2 × 890 CP. Corespunzător acestei puteri instalate se obţin performanţe ridicate la manevra garniturii de foraj, antrenarea pompelor de noroi şi antrenarea mesei rotative. Se menţionează în mod special posibilitatea antrenării de la instalaţie a două pompe pentru noroi 2PN—630 avînd o putere de antrenare de cîte 630 CP fiecare şi o presiune maximă la refulare de 200 kgf/cm^2.

b) Reducerea la minimum a lucrărilor de transport, montaj şi demontaj datorită:

— numărului redus de unităţi de transport (colete);

— amplasării la sol sau la nivelul platformei camioanelor grele a majorităţii părţilor sale componente, ceea ce elimină necesitatea unor mijloace de montaj speciale;

— folosirii unor soluţii constructive care reclamă operaţii de centrare şi samblare puţin pretenţioase ca: axele cardanice, curelele trapezoidale pentru partea mecanică şi în majoritatea cazurilor bolţurilor pentru partea de construcţie mecanică;

— eliminării oricăror fundaţii deoarece elementele instalaţiei se aşază pe grinzi din beton sau platelaje de lemn.

c) Este dotată cu o instalaţie perfecţionată pentru prepararea, circulaţia şi depozitarea noroiului.

d) Permite amplasarea unor instalaţii de prevenire complete, datorită situării nivelului podului sondei la 4 400 mm.

e) Posedă un grad ridicat de centralizare a comenzilor în funcţionare şi a mecanizării operaţiilor curente.

Instalaţia de foraj F—125—2DH are următoarele caracteristici tehnice:

— sarcina maximă de lucru la cîrlig conform STAS 6234—65*	125 tf;
— sarcina normală de lucru la cîrlig conform STAS 6234—65**	80 tf;
— puterea instalată	2 × 890 CP sau 2 × 460 CP;
— numărul de motoare Diesel	2;
— numărul maxim de fire la sistemul de manevră	8;
— capacitatea de încărcare a elementelor sistemului de manevră (cîrlig, macara cîrlig geamblac, cap hidraulic etc.) conform API Std 8A	125 tf;
— capacitatea mastului conform API Std 4D	255 tf;
— turaţia maximă în cablu	20 tf;
— diametrul cablului de manevră	28 (25) mm;
— numărul de viteze la toba troliului	2 + 2 R;
— numărul de viteze la masa rotativă	3 + 3 R;
— deschiderea mesei rotative	445 (520) mm;
— lungimea maximă a paşilor ce pot fi manevraţi în turlă	28 m;
— numărul de pompe pentru noroi ce pot fi antrenate de la instalaţie	1 (2);
— puterea de antrenare a pompei pentru noroi	630 CP.

Instalaţia de foraj F—125—2DH (fig. 1) este montată la trei niveluri şi anume:

— la cota 4 400 mm, nivelul podului sondei, unde se montează grupul de antrenare al mesei rotative şi pupitrul de comandă;

— la cota 1 400 mm, nivelul la care sînt amplasate troliul de foraj şi articulaţiile picioarelor turlei;

— la nivelul solului, unde se montează grupul de forţă transmisia intermediară, pompele pentru noroi, barăcile instalaţia pentru prepararea, depozitarea şi circulaţia noroiului şi alte utilaje şi echipamente anexe.

Nivelurile de 1 400 mm şi 4 400 mm sînt realizate prin substructura formată din sănii cadre şi alte elemente care servesc şi de reazem pentru mast.

Atît elementele componente ale substructurii cît şi utilajele care formează instalaţia reprezintă un număr minim de colete de transport. Astfel, transmisia intermediară înglobează pe o sanie de transport două convertizoare hidraulice de cuplu, transmisiile prin lanţ funcţionînd în carcase închise etanş, arborele de transmisie la pompa pentru noroi nr. 1, transmisia prin lanţ (rabatabilă) spre troliu şi antrenarea compresorului de aer. Grupul de antrenare al mesei rotative este format din masa rotativă ($17^{1}/_{2}$ sau $20^{1}/_{2}$ in), arborele mosoarelor, transmisiile prin lanţ şi arbori, penele cu acţionare pneumatică şi sania.

Asamblarea utilajelor instalaţiei necesită operaţi simple datorită în special utilizării axelor cardanice ca elemente de legătură între grupurile de foraj şi transmisia intermediară între aceasta şi troliu, între grupul de antrenare al mesei rotative şi troliu. Trebuie subliniat faptul că la montajul instalaţiei nu sînt necesare asamblări de lanţuri cu role, lucru ce apare în mod pregnant în evidenţă în schema cinematică (fig. 2).

La proiectarea instalaţiei a fost studiată în cele mai mici amănunte fazele montajului elementelor instalaţiei.

Amplasarea diferitelor părţi componente ale instalaţiei nu se face pe fundaţii masive ci pe un teren nivelat şi compactat sau pe grinzi prefabricate din beton, respectiv pe platelaje din lemn, amplasate pe un teren nivelat.

Instalaţia de foraj F—125—2DH poate fi livrată cu toate accesoriile necesare forajului, inclusiv materialul tubular.

V.C.

---

* Sarcina maximă de lucru la cîrlig este sarcina limită care poate fi aplicată la cîrlig cu ocazia operaţiilor de tubaj sau instrumentaţie.

** Sarcina normală de lucru la cîrlig este sarcina rezultată din greutatea maximă în aer a garniturii de foraj suspendate în cîrlig şi care poate fi aplicată sistematic şi repetat, fără restricţii în timpul operaţiilor de introducere şi extragere. Sarcina normală de lucru la cîrlig reprezintă cea mai mare sarcină ciclică pe baza căreia se determină sarcina echivalentă pentru calculul elementelor sistemului de manevră la oboseală.

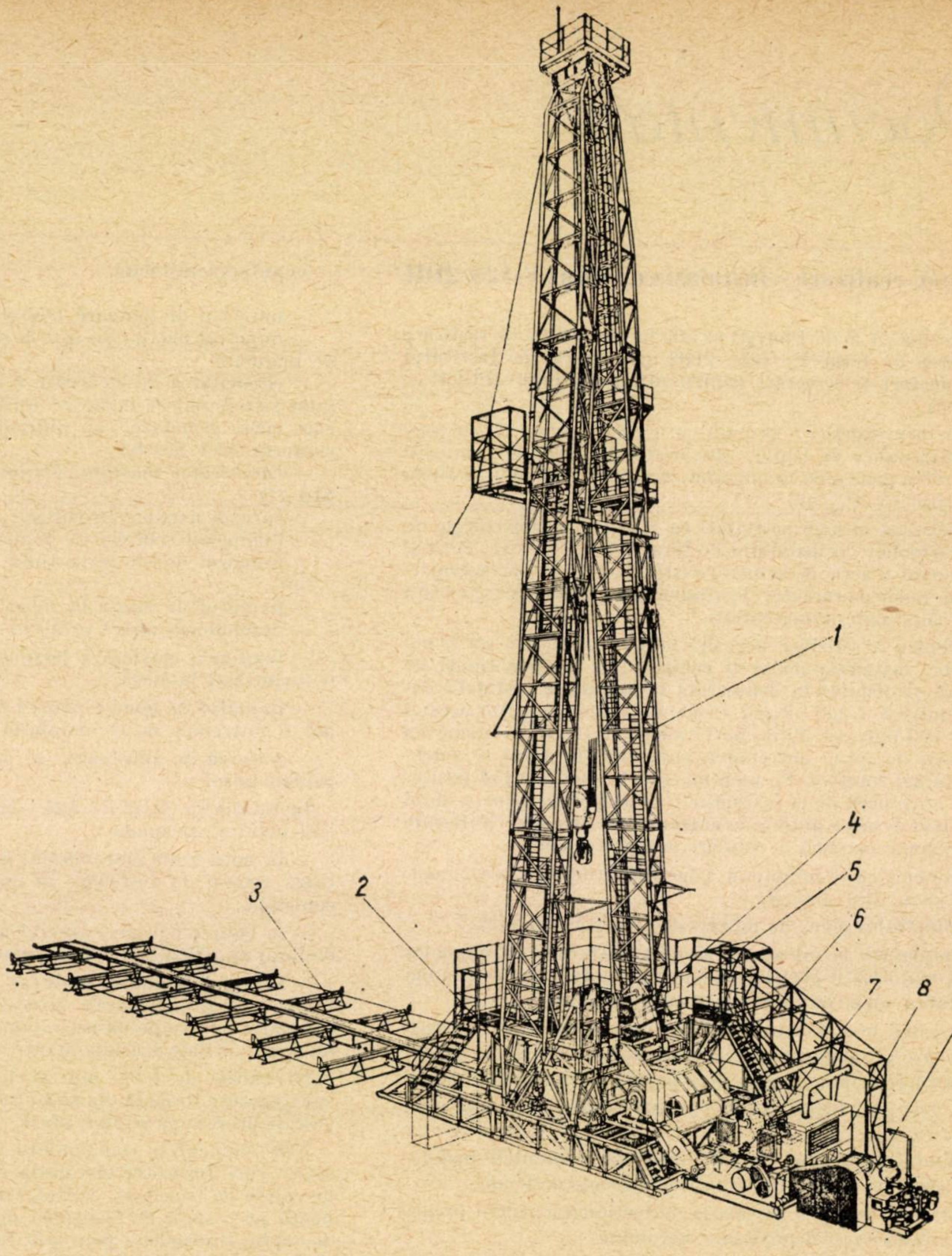
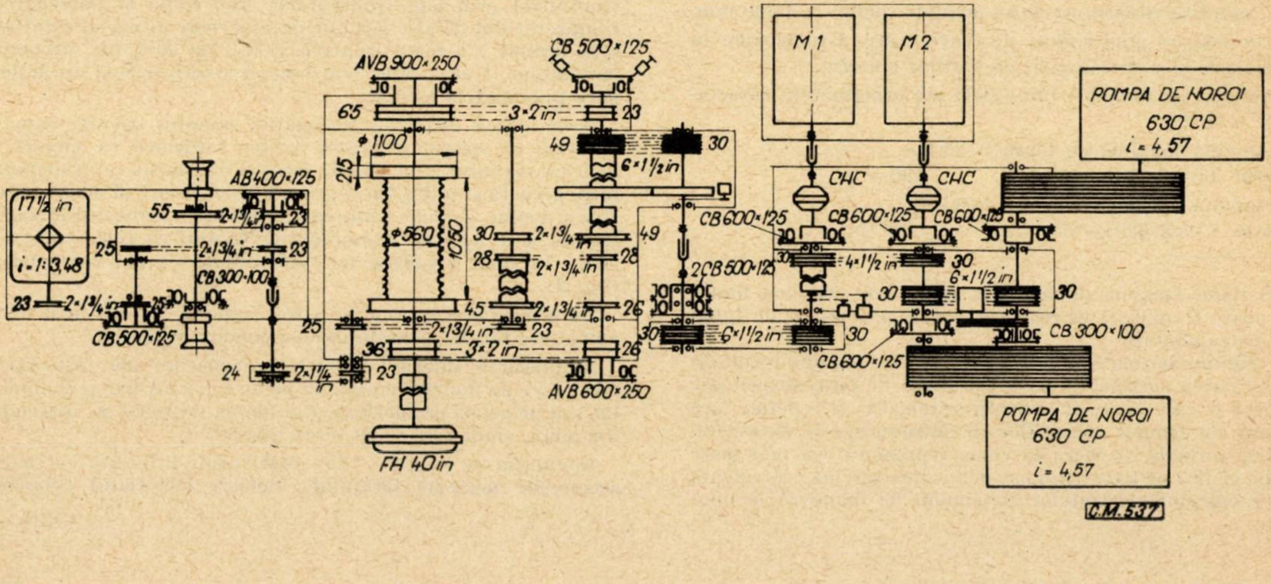


Fig. 1. Instalaţia de foraj F — 125 — 2DH;
1 — mast MA — 125; *2* — substructura; *3* — rampa de prăjini; *4* — grup antrenare masă rotativă; *5* — pupitru de comandă; *6* — troliu de foraj; *7* — transmisie intermediară; *8* — grup de foraj; *9* — pompă pentru noroi.

Fig. 2. Schema cinematică a instalaţiei de foraj F — 125 — 2DH


AVB 900×250
CB 500×125
65
3×2 in
23
ϕ 1100
49
30
6×1½ in
215
AB 400×125
17½ in
i = 1:3,48
55
2×1¾ in
23
25
2×1¾ in
23
CB 300×100
23
2×1¾ in
CB 500×125
ϕ 560
1050
30
2×1¾ in
28
2×1¾ in
28
45
2×1¾ in
26
25
2×1¾ in
23
36
3×2 in
26
24
2×1¼ in
23
AVB 600×250
FH 40 in
M 1
M 2
CHC
CHC
CB 600×125
CB 600×125
CB 600×125
2 CB 500×125
30
4×1½ in
30
6×1½ in
30
30
30
6×1½ in
30
CB 300×100
CB 600×125
POMPA DE NOROI
630 CP
i = 4,57
POMPA DE NOROI
630 CP
i = 4,57
C.M. 537

Platforma mobilă de foraj marin Petrobrás I

Încă din anul 1947 Brazilia a început să se intereseze de forajul marin. S-au efectuat foraje în ape de adîncime mică în regiunea Bahia unde astăzi există multe sonde productive aparținînd Societății Petrobrás.

Încurajată de primele rezultate, această întreprindere a hotărît să extindă forajul de prospecțiuni și în zona platformei continentale din nord-estul Braziliei.

În acest scop a fost realizată instalația marină mobilă Petrobrás I, proiectată de firma Offshore Co, Houston, Texas, construită în întregime de întreprinderi braziliene și echipată cu utilaje S.U.A.

Instalația Petrobrás I poate executa foraje submarine în mare, în apă pînă la 30 m adîncime, putînd suporta valuri de 8 m înălțime, cu perioada între creste de 8, s și în același timp vînt de 125 km/h. Adîncimea minimă necesară pentru plutire, la remorcare, este de 7 m. Adîncimea de foraj recomandabilă este de 3 600 m.

Instalația, compusă din platforma plutitoare și din dispozitivul de susținere, este amenajată pentru a adăposti o echipă de 36 persoane, cu materialele și proviziile necesare pentru o perioadă considerabilă.

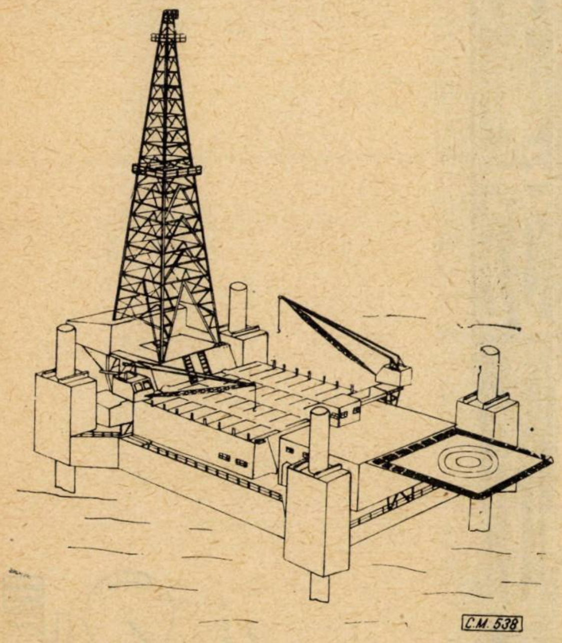


Fig. 1

Platforma plutitoare cuprinde instalația de foraj, grupul social și o platformă servind ca aeroport pentru elicoptere.

Dimensiunile de gabarit (fără platforma de elicoptere) sînt 44 m × 33 m × 4,6 m.

Dispozitivul de susținere este compus din patru coloane tubulare de 2,3 m diametru și 58 m lungime, avînd la bază cîte un tronson-talpă de 8,5 m diametru și 1,9 m înălțime.

Greutatea totală a instalației în stare de lucru este de aproximativ 4 170 tone, iar în stare descărcată de 2 800 tone.

Echipamentul principal de foraj este montat pe o substructură, amplasată la extremitatea pupa a platformei, avînd dimensiunile 12 m × 14 m, cu platforma de lucru situată la 3,7 m deasupra punții care constituie rampa de prăjini și la 7,30 m deasupra punții superioare a platformei plutitoare.

Pe această substructură sînt montate :

— o turlă piramidală de 42 m, cu baza de 9 m × 9 m, fabricație Lee C. Moore, cu capacitatea API de 500 t, echipată cu geamblac National tip 648, cu capacitate de 300 t, cu o macara-cîrlig National tip 540 G, cu o capacitate de 250 t și cu un cap hidraulic National 815 cu capacitate de 250 t ;

— un grup energetic format din două motoare Caterpillar tip D 379 TAC, echipate cu convertizoare hidrodinamice :

— troliul de manevră National tip 80 B ;

— masa rotativă National tip C 275, de 27 $^{1}/_{2}$ inch.

La nivelul punții inferioare, cu doi metri mai jos, sînt plasate : două bunchere de ciment și o unitate de carotaj electric Schlumberger.

La același nivel, în extremitatea prova, amplasată în consolă, se află platforma pentru aterizarea elicopterelor, cu o suprafață de 15 m × 15 m.

Pe puntea următoare, cu 3,7 m mai jos decît platforma mesei și situată în partea centrală a platformei plutitoare, se află rampa de prăjini, deservită de două macarale cu braț, de cîte 30 tone, amplasate în babord și tribord.

Pe puntea principală, situată la 8,3 m sub platforma mesei, sînt amplasate : două site de noroi Rumba, tip 4860 DU, acționate de cîte un electromotor de 3 CP ; un degazificator cu vacuum fabricație Swaco ; două dezaeratoare de noroi Pioneer T8—4 și T10—4, alimentate de o pompă centrifugă Mission 5 × 6 L de 40 CP ; laboratorul de noroi și cel geologic. În partea centrală sînt amplasate două pompe National N 900, acționate de trei motoare Caterpillar de același tip cu cele care acționează troliul, iar în jurul lor, la periferia platformei plutitoare, este amplasat restul instalației de prepararea noroiului : două habe principale de cîte 55 m^3, două habe de rezervă de cîte 52 m^3, o habă de amestec cu agitatoare și amestecătoare și pompele de circulație în număr de două, fabricație Mission, tip 6 × 8 R, centrifuge, acționate de cîte un electromotor de 125 CP.

Tot la același nivel sînt amplasate și două pompe de apă Mission 3 × 4 R de cîte 130 m^3/h, 3 at, acționate de cîte un electromotor de 30 CP. O a treia pompă, de același tip, instalată tot aci, servește ca pompă de balast.

În extremitatea tribord a punții pompelor sînt amplasate două grupuri electrogene trifazice de 440 V, 60 Hz, 350 kW, fiecare echipat cu cîte un motor Caterpillar de tipul indicat mai sus.

Pe puntea cea mai de jos se află stațiile de pompare pentru apa sărată, apa potabilă, ape murdare, pompele de combustibil, pompele hidrostatice pentru ridicarea platformei (cîte una pentru fiecare coloană-suport), precum și diferitele rezervoare de combustibil, ulei, balasturi de echilibrare și o instalație de distilare a apei.

Pe puntea principală, spre prova, este instalat grupul social : o construcție cu două etaje cuprinzînd dormitoare, băi, birouri, restaurant, bucătărie, cameră frigorifică și spălătorie.

Camerele de locuit sînt racordate la o instalație de condiționare a aerului.

Pe aceeași punte în babord și tribord se află cîte un troliu pentru manevrarea ancorelor.

Ca echipament auxiliar, instalația de foraj este înzestrată cu prevenitoare de erupție Hydril și Cameron, cu dispozitiv de avans automat National model 6B, indicator de greutate, indicator de moment la masă și aparate de control : inclinometru înregistrator Totco nr. 6 cu înregistrator D80, înregistrator Geolograf mod. G7 TPWRS cu șase canale pentru : viteza de foraj, apăsarea pe sapă, presiunea la pompe, momentul de masă, turația mesei și a pompelor de noroi.

În afară de unitatea de carotaj Schlumberger amintită mai sus, platforma mobilă Petrobrás I mai este echipată și cu o instalație de cimentare Dowell, model RT—911.

F.C.

Un nou sistem de foraj care reduce costul acestuia.

In: World Oil, vol. 165, nr. 7, decembrie 1967.

O instalație de foraj prevăzută cu garnitură flexibilă nerotativă, cu acționarea sapei cu motor electric de fund, și cu sistemul de manevră de forma unui lanț fără frîne, realizată în S.U.A. de „Roy M Cullen Research”, se află în faza de încercare în șantier. Instalația permite efectuarea operațiilor de foraj-carotaj, instrumentație și încercare a straturilor, necesitînd însă pentru tubaj și punere în producție sistemul de manevră al unei instalații de foraj convenționale.

Instalația de foraj cu garnitură flexibilă de foraj (fig. 1) are următoarele părți componente: *1*-ghidajul garniturii de foraj flexibile; *2*-lanțul fără fine al sistemului de prindere hidraulică; *3*-garnitura flexibilă de foraj; *4*-tobă-coș de depozitare a garniturii flexibile; *5*-pupitrul de comandă; *6*-dispozitivul de prindere hidraulică a garniturii flexibile (în stare deschisă); *7*-cilindru hidraulic pentru întinderea lanțului fără fine; *8*-dispozitivul de prindere hidraulică a garniturii flexibile în stare închisă; *9*-dispozitive de prindere de siguranță pentru caz de avarie.

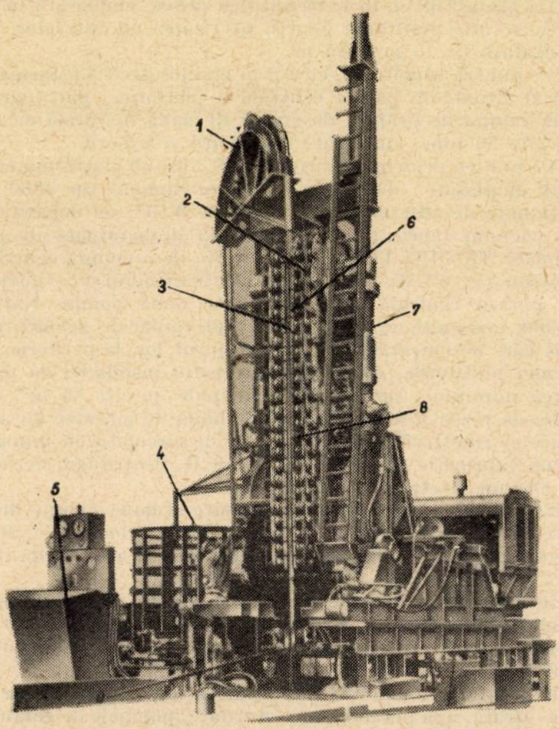


Fig. 1.

Pentru promovarea acestui sistem de foraj s-a prevăzut realizarea unei instalații de foraj pentru adîncimi de 3 000 m (fig. 2) avînd următoarele caracteristici tehnice:

— Sarcina la ridicarea garniturii (pentru presiunea în sistemul hidraulic de 140 kgf/cm^2) . . . . 182 tf.

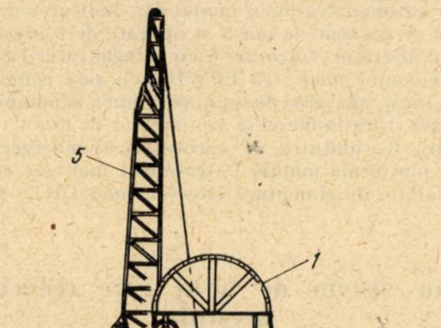


Fig. 2.

— Sarcina de ridicare a garniturii flexibile de $5^1/_2$ in . .
avînd lungimea de 1 500 m. . . . . 98 tf;
avînd lungimea de 3 000 m. . . . . . . .180 tf.

— Sarcina de ridicare a dispozitivului de siguranță în caz de avarie . . . . 182 tf.

— Greutatea informativă . . . . 95 tf.

În figura 2, în afara ghidajului garniturii *1*, a lanțului fără fine *2*, a garniturii flexibile *3*, a tobei-coș de depozitare a garniturii *4*, este indicat și mastul *5* de construcție obișnuită utilizat pentru tubare.

Garnitura flexibilă de foraj reprezintă un furtun armat cu două straturi de sîrmă înfășurate în sensuri opuse cu arcuri elicoidale și rezistent la flambaj și presiune. În stare împinsă, garnitura flexibilă este rezistentă la momentul de torsiune, corespunzător cuplului dat de motorul electric de fund. Garnitura a fost fabricată în tronsoane cu lungimea de 30 m, care pot fi asamblate la lungimea totală dorită în uzină sau în șantier.

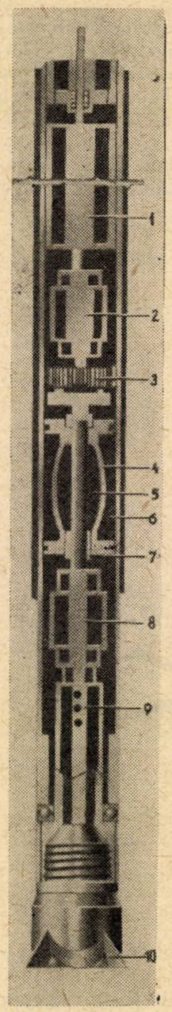


Fig. 3.

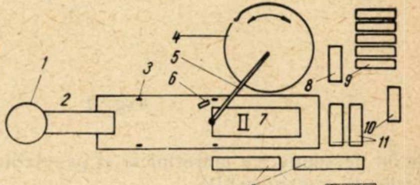


Fig. 4.

Garnitura flexibilă pentru încercarea instalației prototip a avut următoarele caracteristici tehnice:

diametru exterior . . . . .4.5/8 in (117,47 mm);
diametru interior . . . . .3.1/2 in (88,898 mm);
sarcina de rupere . . . . .238 tf;
limita elastică . . . . .193 tf;
presiunea interioară de spargere 569 kgf/cm^2.

Pentru viitor s-a propus fabricarea unei garnituri flexibile avînd diametrul exterior de $5 \frac{1}{2}$ in (139, 7 mm) și limita elastică de 276 tf.

Introducerea și extragerea garniturii flexibile de foraj se realizează datorită fixării acesteia prin dispozitive de prindere cu papuci acționați hidraulic articulați în așa fel că formează un lanț fără fine a cărui întindere este realizată prin doi cilindri hidraulici opuși.

Pentru depozitarea garniturii, instalația este prevăzută cu o tobă-coș care se rotește pentru a permite înfășurarea, respectiv desfășurarea.

Noroiul este introdus în garnitură printr-un cap hidraulic montat în centrul tobei-coș și parcurge în permanență întreaga lungime a garniturii flexibile.

Viteza de extragere a garniturii flexibile, dependentă de puterea instalată, de construcția dispozitivului de prindere a acesteia și de condițiile sondei, poate fi de 1,5 m/s și mai mare. Viteza de avansare variabilă a garniturii flexibile în timpul forajului se realizează cu ajutorul unui motor hidraulic sau electric.

Motorul electric de fund este de o construcție asemănătoare cu motoarele pompelor de fund (fig. 3 : *1* — motorul electric ; *2* — ambreiaj cu alunecare ; *3* — reductor planetar ; *4* — sac flexibil ce permite egalizarea presiunilor uleiului și noroiului ; *5* — ulei ; *6* — noroi ; *7* — etanșare rotativă ; *8* — amortizor de șocuri ; *9* — arborele sapei ; *10* — sapa de foraj), avînd izolare și bobinaje cu rezistență sporită la căldură și vibrații.

Motorul și reductorul planetar funcționează în baie de ulei etanșă avînd o singură garnitură rotativă, la partea inferioară, în contact cu noroiul. Turația motorului electric este variată prin variația frecvenței la generatorul electric. Momentul aplicat la sapă este determinat în funcție de indicațiile ampermetrului de la pupitrul de comandă.

Motorul electric de fund poate fi fabricat în diferite dimensiuni pentru turații de la 30 la 1 000 rot/min. Se vor realiza motoare de fund cu puteri pînă la 300 CP și probabil cu turații reduse la 3—40 rot/min.

Datorită conductorilor plasați lîngă cablul electric de alimentare a motorului de fund este posibilă măsurarea și transmiterea la suprafață a unui număr de informații privind rezistivitatea și alte caracteristici ale formațiilor geologice traversate, rezistivitatea noroiului, temperatura și presiunea de fund, devierea și înclinarea sondei și altele.

Amplasarea diferitelor elemente componente ale instalației este indicată în figura 4, unde *1* este masa turnantă pentru descărcarea, respectiv încărcarea garniturii flexibile (tronsonul de 600 m cîntărește circa 35 t) ; *2* — rampa de material tubular ; *3* — suporții mastului ; *4* — toba-coș pentru garnitura flexibilă ; *5* — ghidajul garniturii flexibile ; *6* — pupitrul de comandă ; *7* — lanțul fără fine cu dispozitivele hidraulice de prindere ; *8* — grup hidraulic ; *9* — generatoare ; *10* — baracă utilitară ; *11* — pompe de noroi ; *12* — habe de noroi.

Avantajele noului sistem de pompaj, cu garnitură flexibilă de foraj, sînt legate de reducerea timpului de manevră a garniturii, îmbunătățirea regimului de foraj datorită cunoașterii unui număr mai mare de parametri de fund, reducerea volumului de muncă și îmbunătățirea condițiilor de securitate pe podul sondei și altele. Se apreciază ca posibilă o reducere a duratei forajului cu 40%.

Instalația de foraj cu garnitură flexibilă este rezultatul a 15 ani de cercetări și 4 ani de experimentare a prototipului.

În prezent se depun eforturi în direcția îmbunătățirii acestui nou sistem de foraj și prin aceasta a reducerii cheltuielilor în condițiile forajului de adîncime, marin, dirijat, în roci dure și în zone necunoscute.

V. C.

Recenzii

Utilaj petrolier pentru foraj și extracție.
București, Editura tehnică, 1968.

România, una din țările avînd o veche experiență în exploatarea petrolului, a fost multă vreme tributară altor țări pentru procurarea utilajului petrolier cerut de exploatările sale.

După cel de-al doilea război mondial, pornind de la necesitatea de completare și modernizare a utilajelor existente și avînd acum la dispoziție uzine moderne, proiectanții de la uzinele care s-au specializat treptat în construcția de utilaj petrolier, și apoi grupul de proiectanți care acum 15 ani au pus bazele actualului institut pentru proiectarea și cercetarea utilajului petrolier, au început proiectarea, iar uzinele, construcția utilajului petrolier de concepție românească.

Într-un timp relativ scurt, s-au proiectat și construit seriile complete ale instalațiilor de foraj, de prospecțiuni, de intervenții la sonde, sculele de fund și de suprafață necesare, care prezintă foarte mult soluții originale. În țară, acestea au contribuit la modernizarea parcului de instalații cerute de tehnica cea mai avansată, iar în străinătate, unde instalațiile de concepție și fabricație românească și-au căpătat un binemeritat renume, ele au ajuns chiar în situația de a cuceri medalii de aur la mai multe tîrguri internaționale (Leipzig, Brno).

Contribuții importante la atingerea acestor rezultate remarcabile au mai adus Institutul de Petrol, Gaze și Geologie din București, prin încercările de laborator și contribuția la rezolvarea unor probleme teoretice, cît și uzinele specializate, prin punerea la dispoziție a standurilor lor de probă și prin contribuția inginerilor și tehnicienilor la construcția și perfecționarea noilor utilaje.

Un grup dintre acești tehnicieni de înaltă valoare și cu o vastă experiență, care au avut un rol preponderent în dezvoltarea proiectării și construirii de utilaj petrolier, au elaborat volumul recent publicat ,,Utilaj petrolier pentru foraj extracție'', în care este prezentată întreaga gamă de utilaje și scule folosite la forajul și exploatarea sondelor, proiectate și construite în R. S. R., și în același timp sînt arătate și utilajele corespunzătoare cele mai reprezentative construite în alte țări cu industrie constructoare de utilaje petroliere dezvoltată.

Lucrarea conține trei mari capitole. Capitolul I — Utilaje de foraj — care arată construcția, componența și parametrii acestora, acționarea transmisiilor și sistemul de manevră al instalațiilor de foraj de mare adîncime, sistemul de circulație al noroiului de foraj, sistemul de rotire, comenzile și turlele folosite la acestea, sculele de fund și suprafață, dispozitivele de mecanizare și automatizare, etanșarea gurii puțului, precum și instalațiile pentru forajul sondelor de prospecțiuni geologice și geofizice. Capitolul II se referă la utilajele de extracție, în care sînt descrise instalațiile pentru intervenții, punere în producție și reparații sonde, cu caracteristicile și parametrii lor. În continuare sînt descrise sculele de suprafață și de fund, precum și dispozitivele de mecanizare folosite de aceste instalații, capetele de erupție, armăturile, compresoarele și unitățile de pompare și de asemenea agregatele de cimentare și fisurare, separatoarele de petrol și gaze, precum și utilajele specifice pentru exploatarea zăcămintelor de gaze.

În capitolul III sînt tratate principalele organe de mașini și transmisiile folosite la construcția utilajului petrolier (arbori, transmisii cu lanț și roți dințate, cuplaje și arbori cardanici), cinematica și solicitările la care sînt supuse acestea, metodele de calcul cele mai indicate pentru dimensionarea lor, defecţiunile curente şi ungerea acestor organe.

Lucrarea este foarte completă, tratînd întregul domeniu al utilajului petrolier şi fiind printre puţinele de acest gen în lume care să fie atît de completă şi să aibă o asemenea amploare, toate problemele fiind tratate la nivelul actual al tehnicii moderne. Ea aduce o contribuţie esenţială la soluţionarea problemelor privind calculul, construcţia şi alegerea acestui gen de utilaje, modul de prezentare este original, iar capitolele sînt tratate într-o ordine logică, arătînd întîi care sînt cerinţele operaţiilor specifice lucrărilor de foraj şi extracţie şi apoi, după o analiză critică, sînt date soluţiile constructive, judicios selecţionate, pentru utilajele respective.

In lucrare se reflectă în mare măsură experienţa personală îndelungată a autorilor în acest domeniu, care pe lîngă o bibliografie bine aleasă, prezintă o serie întreagă de calcule şi soluţii originale.

Lucrarea este deosebit de valoroasă şi poate fi folosită cu mult succes de inginerii şi tehnicienii care lucrează în institutele de proiectare şi cercetări, în uzinele care construiesc şi repară utilaj petrolier şi în şantierele pentru exploatarea ţiţeiului şi gazelor. Ea mai poate fi folosită de cadrele didactice şi de studenţii din institutele de învăţămînt de specialitate.

Romulus Ştefănescu

Cronică

Sesiunea a III-a de comunicări tehnico-ştiinţifice a Institutului de proiectări şi cercetări utilaj petrolier

— IPCUP — Bucureşti (15—16 noiembrie 1968)

În zilele de 15 şi 16 noiembrie 1968 au avut loc în Bucureşti în sala de festivităţi a M. I. C. M. lucrările sesiunii de comunicări tehnico-ştiinţifice a Institutului de proiectări şi cercetări utilaj petrolier — IPCUP — Bucureşti, avînd tema ,,Realizări, progrese şi perspective în activitatea de proiectare — cercetare în construcţia de utilaj petrolier”.

La sesiune au participat 250 specialişti aparţinînd uzinelor constructoare şi institutelor de proiectări şi cercetări ale Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, printre care se numără şi IPCUP, din şantierele petroliere şi alte unităţi ale Ministerului Petrolului, de la Consiliul naţional al cercetării ştiinţifice, de la Comitetul de stat al geologiei, de la întreprinderea de comerţ exterior Industrial — export, de la Institutul de petrol, gaze şi geologie — Bucureşti şi un număr de studenţi de la acelaşi institut.

Lucrările sesiunii au fost deschise din partea Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini de adjunctul ministrului ing. Mihai Martinescu, care a subliniat faptul că utilajul petrolier produs în ţara noastră este cunoscut şi se bucură de un meritat prestigiu în multe ţări, rezultat la care a contribuit şi activitatea institutului departamental de proiectări şi cercetări IPCUP.

Participanţii la sesiune au fost salutaţi din partea Ministerului Petrolului de adjunctul ministrului ing. Iancu Horaţiu, care a arătat că datorită unei rodnice colaborări dintre unităţi ale Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, printre care şi IPCUP, şi unităţi ale Ministerului Petrolului sînt acoperite aproape integral necesităţile activităţii de foraj-extracţie prin instalaţii, utilaje şi echipamente produse în ţară.

Directorul Institutului de proiectări şi cercetări utilaj petrolier — IPCUP — ing. Mihăilescu Alcibiade a prezentat în cuvîntul introductiv contribuţia institutului în activitatea de cercetare, proiectare, construcţie şi dezvoltare a utilajului petrolier în Republica Socialistă România şi a arătat orientarea în viitor a acestei activităţi.

La sesiune au fost prezentate un număr de 24 comunicări, dintre care 12 redactate de cadre tehnice de bază din cadrul IPCUP şi 12 de specialişti din afara institutului.

Comunicările sesiunii au tratat probleme legate de realizări în construcţia de utilaj petrolier de foraj-extracţie, teoretice, expementale, şi de proiectare privind tehnologii noi de fabricaţie.

În domeniul geofizicii de şantier au fost prezentate două comunicări, una privind ,,Extinderea folosirii modelării analogice la stabilirea principiilor de funcţionare a aparaturilor geofizice elaborate de IPCUP ,,(referenţi ing. Sabados Gh. şi ing. Samoilă M.) şi una privind ,,Contribuţii la realizarea unei aparaturi de carotaj sonic în R. S. R.” (referenţi ing. Dumitrescu S., ing. Babscov A. şi ing. Dumitrică A.). Ambele comunicări reflectă efortul ce se depune în prezent în direcţia realizării unor aparaturi moderne de investigare a găurilor de sondă.

În construcţia de sape cu role şi capete de carotieră a fost prezentată o comunicare consacrată influenţei hidraulicei asupra performanţelor sapelor de foraj (referenţi ing. Constantinescu D. şi ing. Schwartz M.) şi două comunicări privind perfecţionarea tehnologiei de fabricaţie a sapelor cu trei conuri prin aplicarea unor procedee moderne de încărcare cu materiale dure şi tratamente termice (referenţi ing. Buţan A. şi ing. Podeanu C.), respectiv prin inserarea plăcuţelor din carburi metalice în capetele de carotieră cu ajutorul încălzirii inductive folosind curenţi de medie frecvenţă (referenţi ing. Niculescu G., ing. Ghimbăşan T. şi tehn. Dumitrescu E.). Comunicările se înscriu pe linia realizării unor construcţii de sape cu role şi capete de carotieră care să asigure în exploatare performanţe la nivelul tehnicii actuale.

În cadrul sesiunii au fost prezentate 7 comunicări abordînd aspecte ale activităţii de proiectare şi cercetare în scopul realizării de noi echipamente petroliere de foraj-extracţie, şi anume ,,Soluţie nouă şi metode moderne de calcul pentru ansamblul mast — substructură” (referent ing. Nicoară E.), ,,Posibilităţi de îmbunătăţire a caracteristicilor funcţionale ale meselor rotative” (referent ing. Ramboltz V.), ,,Trasarea profilului unui dintre cu aplicaţii la determinarea coeficientului de formă al roţilor dinţate conice” (referenţi ing. Beloiu M. şi ing. Ramboltz V.), ,,Un nou tip de drilometru cu toba cap mort cu articulaţie excentrică autoaliniată pe axul capătului mort al cablului” (referenţi ing. Nicolau I. şi ing. Tănase N.), ,,Tendinţe actuale în utilizarea transmisiilor hidrostatice la utilajul petrolier” (referent ing. Nedeianu D.), ,,Realizări şi perspective în proiectarea agregatelor de cimentare” (referent ing. Stroie P.) şi ,,Realizării şi perspective în proiectarea instalaţiilor de prevenire a erupţiilor (referent ing. Toivi T.).

În domeniul transmisiilor specifice instalaţiilor de foraj şi intervenţie au fost prezentate referatele ,,Contribuţii la studiul funcţionării şi la calculul de durabilitate la oboseală a lanţurilor de transmisii'' (referenţi prof. ing. Minoiu I. şi ing. Tatu N.), ,,Utilizarea lanţurilor cu role la instalaţii de foraj şi limitele puterii transmise prin lanţuri'' (referent ing. Cristea V.) şi ,,Probleme teoretice şi experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplu cu trei trepte şi paletele rotorului pompă reglabile '' (referent ing. Peligrad N.).

Aspecte legate de tehnologia de fabricaţie a acestor transmisii au fost abordate în comunicările ,,Contribuţii la studiul construcţiei de lanţuri cu role şi zale scurte folosite la instalaţiile de foraj'' (referenţi ing. Raşeev D., ing. Antonescu N. ing. Marcu M. şi ing. Tudor I.), ,,Construcţii moderne în domeniul utilajului petrolier prin aplicarea extinsă a îmbinării fixe prin presiune hidraulică ridicată'' (referent ing. Togănel C.), ,,Tehnologia de fabricaţie a paletelor trase din OL 38 pentru convertizoare hidraulice de cuplu'' (referent ing. Găină G.), ,,Construcţia de piese complicate aparţinînd utilajului petrolier prin brazare'' (referenţi ing. Birt C. şi ing. Weiss G.).

În cadrul unei comunicări (referent ing. Mihăescu M.) au fost prezentate studii şi realizări în domeniul pompelor de adîncime, scoţîndu-se în evidenţă eforturile depuse în vederea realizării de noi tipuri constructive şi a diversificării celor existente.

Problemele noi apărute pe plan mondial în fabricaţia ţevilor pentru industria petrolieră şi eforturile depuse în această direcţie în ţara noastră au format obiectul unei comunicări referent ing. Hoblea I.).

Comunicarea ,,Tendinţe şi perspective în comerţul mondial cu echipamente şi utilaje petroliere'' (referenţi Aldea E. şi ing. Melian C.) a abordat o serie de aspecte foarte interesante, avînd în vedere ponderea exportului în producţia de utilaj petrolier realizat în ţara noastră.

Pe marginea comunicărilor prezentate, o serie de specialişti participanţi la sesiune, în intervenţiile lor, au subliniat unele aspecte de interes deosebit ale acestora şi au făcut unele completări ca rezultat al propriei experienţe.

Din discuţiile purtate a ieşit în evidenţă faptul că, pentru extinderea cercetării aplicative ca instrument de importanţă deosebită în promovarea progresului tehnic în construcţia de utilaj petrolier, este necesară dotarea IPCUP cu o bază materială corespunzătoare.

Sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice IPCUP a constituit un prilej binevenit pentru specialiştii din domeniul utilajului petrolier de a se întîlni, de a-şi împărtăşi experienţa şi de a-şi cunoaşte preocupările. De asemenea sesiunea a permis cunoaşterea activităţii de proiectare şi cercetare dezvoltată de IPCUP şi a colaborării cu uzinele de utilaj petrolier constructoare, unităţi ale Ministerului Petrolului, cu institute de cercetare-proiectare şi de învăţămînt superior şi cu alţi beneficiari interni şi externi de echipamente.

În concluziile trase la închiderea lucrărilor sesiunii, adjunctul ministrului industriei construcţiilor de maşini ing. Mihai Martinescu a subliniat că aceasta se situează în cadrul unei acţiuni generale de ridicare a nivelului tehnic al industriei constructoare de utilaj petrolier în ţara noastră.

V. C.

Expoziţia industrială cehoslovacă la Bucureşti

În ziua de 30 aprilie 1969 în pavilionul B, din parcul Herăstrău din Capitală, s-a deschis Expoziţia industrială cehoslovacă.

Vizitatorii expoziţiei au avut prilejul să cunoască unele dintre produsele cele mai reprezentative ale industriei cehoslovace.

Pe o suprafaţă de circa 5400 m ^{2} şi-au prezentat exponatele 21 de organizaţii comerciale cehoslovace, dintre cele mai importante.

Astfel, Strojimport a prezentat un bogat sortiment de maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin aşchiere şi fasonare, unelte şi aparate de măsură, maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului şi altele. Un interes deosebit pentru specialişti au prezentat maşinile de rectificat rotund BUA 16A, produse de cunoscuta întreprindere TOS Hostivan.

De asemenea, au reţinut atenţia exponatele întreprinderii Strojexport, printre care excavatorul-aspirator, diferite maşini rutiere şi de construcţie, pentru ridicarea încărcăturii la înălţime, pompe etc.

Firma KOVO, alături de o largă gamă de maşini de precizie, a prezentat şi instalaţii de lasere.

Skodaexport a prezentat instalaţii energetice de abur, produse de uzinele Skoda Plzen, I. Brenska strojirna, CKD Dukla Praha şi SES Tlmace ; instalaţii energetice hidraulice, CKD Blansko, instalaţii metalurgice, cunoscute sub mărcile VZKG, SKODA, SMZ Dubnica, ZDAS şi Vihorlat Snina. MOTOKOV, a prezentat un bogat sortiment de biciclete autoturisme, autocamioane, precum şi dispozitive de mecanizare pentru agricultură.

Autoturismele Skoda 1100 MB de lux şi 1000 MB prezentate, pentru cinci persoane, au motorul de 4 cilindri, cu răcire cu apă — situat în partea din spate a autovehiculului — şi ating o viteză maximă de 135 km/h. Noul model de mască şi modificările caroseriei au îmbunătăţit aspectul exterior, mărind totodată şi spaţiul interior al automobilului.

În afară de produsele industriei constructoare de maşini, au mai reţinut atenţia produse din diverse ramuri ale industriei metalurgice, industriei textile, uşoare, chimico-farmaceutice, chimiei alimentare, tehnologiei, electronicii, bunuri de larg consum şi altele.

În vederea unei documentări cît mai cuprinzătoare, organizatorii expoziţiei au stabilit simposioane şi conferinţe cu teme din diverse ramuri ale industriei, ilustrate cu filme documentare şi diapozitive, la care au participat specialişti din toate domeniile de activitate.

Cu prilejul deschiderii expoziţiei, la care au participat conducători ai unor ministere economice şi instituţii centrale, în cuvîntările ţinute s-a menţionat că aceasta va contribui la dezvoltarea schimburilor comerciale bilaterale şi la adîncirea în continuare a colaborării economice şi cooperării tehnico-ştiinţifice româno-cehoslovace.

E. Ştefănescu

Expoziţia Intreprinderii VARIMEX—R. P. Polonă.

În ziua de 25 aprilie 1969 a avut loc o conferinţă de presă organizată de legaţia comercială a Ambasadei R. P. Polone la Bucureşti şi întreprinderea de comerţ exterior VARIMEX cu prezentarea exponatelor unor produse din domeniul armăturilor industriale de fontă.

Reprezentanţii întreprinderii în expunerile făcute au menţionat că produse de acest gen se fabrică în prezent la peste 20 întreprinderi din Polonia care au atins un înalt grad de specializare.

Performanţele tehnice obţinute au făcut ca armăturile fabricate să fie folosite cu rezultate dintre cele mai bune în industria construcţiilor navale, industria zahărului şi fabricilor de hîrtie, pentru instalaţii de apă şi sanitare ; de asemenea ele pot fi folosite atît pentru medii neagresive, cît şi agresive, pentru instalaţii de execuţie specială, cu strat de protecţie etc.

Specialiştii întreprinderii au dat ample informaţii asupra caracteristicilor tehnice şi de exploatare ale unor tipuri de robinete, vane, ventile şi obturatoare, antrenoare electrice multiture, care servesc la antrenarea şi comanda acestei aparaturi. Astfel, robinetul cu sertar, cu flanşe cu închidere rapidă se produce în nouă dimensiuni tipizate cu diametre nominale de la 40 la 250 mm. Aceste robinete destinate a fi folosite pentru apă şi pentru vopsele, precum şi pentru alte medii neutre pot fi utilizate la temperaturi pînă la 120°C şi presiuni de 6 kgf/cm^2. Un alt tip din familia acestor robinete poate atinge diametre nominale de 600 mm şi poate fi utilizat la temperaturi de pînă la 225°C. Robinetele menţionate sînt fabricate cu corpul din fontă gri, marca Z1 20. Au reţinut atenţia şi alte tipuri de robinete destinate pentru a fi folosite în mediu cu apă de mare, chimic, cu uleiuri şi aburi, la temperaturi pînă la 300°C şi presiune nominală de 16 kg/cm^2 prevăzute cu membrană şi arc, cu garnituri de cauciuc precum şi cu presgarnituri izolate de presiunea mediului, ceea ce uşurează înlocuirea garniturii în timpul exploatării.

Obturatoarele prezentate sînt prevăzute cu clapete excentrice, avînd garnituri elastice pe clapeta de închidere, cu antrenare pneumatică pentru o presiune nominală de 6 kgf/cm^2 cu diametre în limitele de la 80 la 600 mm. De asemenea, tipurile de dispozitive electrice rotative de antrenare prezentate, destinate manipulării armăturii instalate cu încăperi închise expuse la explozii datorită concentraţiei de gaze sau vapori, pot fi utilizate şi în alte spaţii, avînd multiple posibilităţi de adaptabilitate. Aceste dispozitive, care se fabrică într-un număr mare de tipodimensiuni, au un moment nominal între limitele de la 0,63 la 40 kgf/cm ^{2}. Soluţiile constructive ale acestora asigură o închidere etanşă armăturii, precum şi protejarea lor în condiţiile creşterii solicitărilor în timpul fazei finale de închidere. De asemenea, ele pot fi comandate automat în funcţie de presiune, de intensitatea trecerii lichidului de umplere, de temperatură sau de alţi parametri.

Un alt gen de dispozitive de antrenare pentru armături prezentate sînt destinate, în special, pentru comanda robinetelor şi vanelor de fontă montate în încăperi închise şi deschise acoperite, cu temperaturi ambiante de la 20 la 50°C şi umiditate pînă la 80%. Acestea sînt produse în cinci mărimi tipice, cu momente de la 2,16 la 160 kgf. Ele pot fi folosite în centrale cu comandă centralizată, în casele pompelor, în centrale termoelectrice, la reţele de conducte cu ramificaţii, la care ventilele trebuie manevrate de la distanţă, în instalaţii cu comandă automată, la fabricile de ciment, în uzinele metalurgice şi în mine.

Cu prilejul prezentării exponatelor s-a mai menţionat că datorită fabricaţiei la un înalt nivel tehnic al producţiei de armături industriale, R. P. Polonă exportă aceste produse în multe ţări, printre care Republica Federală a Germaniei, Franţa, Uniunea Sovietică, Cehoslovacia, Pakistan etc., aducîndu-şi contribuţia şi pe această cale la lărgirea relaţiilor comerciale între state.

Ing. M. Dumitriu

Expoziţia Intreprinderii de comerţ exterior „W.M.W." din R. D. Germană

În zilele de 7—10 mai a.c., Întreprinderea de comerţ exterior „W.M.W." — de export-import din R. D. Germană a organizat o expoziţie la uzinele „23 August" din capitală, la care au fost prezentate exponate ale unor mijloace de raţionalizare folosite pe maşini-unelte.

Dintre mostrele prezentate a reţinut atenţia dispozitivele pentru scopuri multiple şi dispozitivele de prindere din piese asamblate.

În informaţiile date reprezentanţii întreprinderii au subliniat caracteristicile tehnice şi de exploatare ale dispozitivelor pentru scopuri multiple, din care fac parte prinzătoarele în serie, pentru prelucrarea concomitentă a mai multor piese, prinzătoarele universale, paralele — rapid convertibile şi prinzătoarele la tracţiune sau compresiune.

S-a evidenţiat faptul că în urma experimentărilor făcute, un singur dispozitiv pentru scopuri multiple poate să înlocuiască circa 200 de dispozitive speciale de găurit şi frezat. La aceste dispozitive se pot ataşa agregate hidraulice sau pneumatice de comandă, astfel că prinderea piesei nu mai trebuie făcută manual. La lucrările de găurire şi frezare este posibil să se prindă între 30 şi 40 la sută din toate piesele de prelucrat. Prinzătoarele hidraulice pentru piese sînt prevăzute cu organe de strîngere simple, care acţionează nemijlocit asupra pieselor, cum şi cu prinzătoare la care organul de prindere mai execută, în afara mişcării de prindere, şi o mişcare de rotaţie, pentru eliberarea piesei. Dispozitivele confecţionate din piese asamblabile pot fi folosite, cu rezultate dintre cele mai bune, la producţia de serie mijlocie, serie mică şi serie zero. După întrebuinţarea lor, dispozitivele se demontează, iar piesele respective sînt utilizate pentru confecţionarea altor dispozitive constituite din piese asamblabile. Cu aceste dispozitive se pot prelucra piese de diferite forme, printre care piese prismatice sau de formă neregulată. De asemenea, forma constructivă a pieselor componente face posibilă confecţionarea de dispozitive pentru găurire, frezare, strunjire, rabotare, mortezare, honuire, rectificare plană, precum şi construirea de calibre de control. Dispozitivele au o precizie ridicată, avînd o toleranţă de numai ± 0,02 mm. Durata medie a montajului unui dispozitiv este de 2—5 ore, în funcţie de mărirea şi complexitatea piesei de prelucrat. Cu o casetă de piese asamblabile pot fi construite, concomitent, 50 pînă la 60 de dispozitive, pentru cele mai variate domenii de aplicaţie.

De asemenea s-a menţionat că prin utilizarea noilor tipuri de dispozitive hidraulice prezentate, timpii de prindere se reduc cu pînă la aproximativ 90 la sută. Posibilităţile de aplicare ale acestor dispozitive pe maşini de găurit şi frezat asigură o încărcare permanentă a maşinilor-unelte, atît la fabricaţia de serie mare, cît şi la cea de serie mijlocie. Din experimentările făcute s-a demonstrat că prin folosirea acestei tehnici este posibil să se prindă, pe cale hidraulică, pînă la 30—40 la sută din toate piesele supuse prelucrărilor de găurire şi frezare.

Acest sistem (S.H.) de prindere hidraulică a pieselor a fost expus pentru prima dată la Tîrgul de primăvară de la Leipzig-1967, fiind premiat cu medalia de aur.

Dintre diversele tipuri de dispozitive prezentate au mai reţinut atenţia dispozitivele de prindere universale. Prin folosirea acestor dispozitive se realizează o scurtare substanţială a timpilor de prindere şi o reducere cu pînă la 60 la sută a costurilor de producţie, deoarece la diversele situaţii de prindere se menţine, totdeauna, dispozitivul de bază, fiind necesară numai schimbarea plăcilor de strîngere şi aşezare, în funcţie de piesa de prelucrat. O caracteristică importantă a dispozitivelor de prindere universale o constituie strîngerea rapidă cu blocarea retragerii. Pe lîngă scurtarea considerabilă a timpului de strîngere dispozitivul universal poate fi folosit, nu numai la găurit, ci şi la prelucrări de frezare, mortezare şi rectificare. Din caracteristicile tehnice rezultă că spaţiul de lucru al acestor tipuri de dispozitive se situează între 63 şi 400 mm lungime şi între 32 şi 250 mm lăţime, iar forţa de strîngere la o forţă de 15 kgf, aplicată manual, este între 150 şi 325 kgf.

Tipurile de dispozitive de prindere paralele prezentate se caracterizează prin aceea că într-un corp de bază este introdus şi ghidat un sertar, acţionat printr-un fus filetat. Suprafaţa sertarului şi a corpului de bază sînt prevăzute cu un sistem de caneluri cu ajutorul cărora se pot fixa organele de prindere. Prin deplasarea organelor de prindere de la o canelură la alta, se obţin diferite deschideri ale prinzătorului. Astfel dispozitivul avînd o lăţime de lucru de 200 mm şi o forţă de strîngere maximă de 5 000 kgf, poate fi acţionat, la alegere, manual cu ajutorul unei chei cu clinchet, printr-un motor pneumatic sau printr-o acţionare electromecanică. Forţa de strîngere poate fi reglată în limite largi, cursa de strîngere este ajustabilă, iar declanşarea mişcării de strîngere poate fi cuplată cu maşina-unealtă.

Dispozitivele de prindere în serie fac parte din grupa dispozitivelor pentru scopuri multiple. Ele pot fi folosite la prelucrarea concomitentă a mai multor piese. Aceste dispozitive au două forme de execuţie; în serie-compresiune cu forţe de strîngere acţionînd în direcţie orizontală şi în serie-tracţiune, la care forţa de strîngere lucrează în direcţie verticală.

La ambele execuţii, acţionarea se poate face la alegere, manual printr-un clichet, printr-un motor pneumatic sau printr-un prinzător electric. Forţa maximă de strîngere pe cilindru este de 1 800 kgf.

Exponatele prezentate şi informaţiile date de către reprezentanţii întreprinderii au fost primite cu viu interes de către specialiştii care au vizitat expoziţia, contribuind la o mai bună cunoaştere a realizărilor obţinute în fabricaţia de dispozitive, cum şi la lărgirea cooperării, în acest domeniu, dintre Republica Socialistă România şi Republica Democrată Germană.

Ing. M. Dumitriu

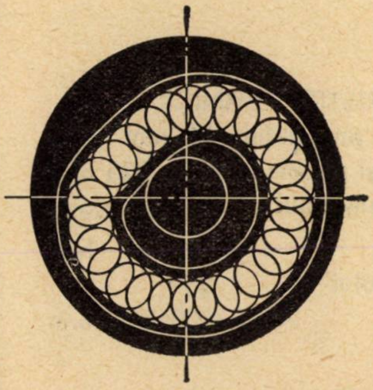
Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef : 14.90.27 ; Redacţia : Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3339.
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

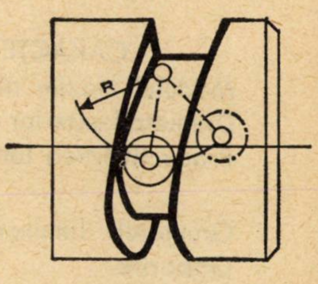
41 042

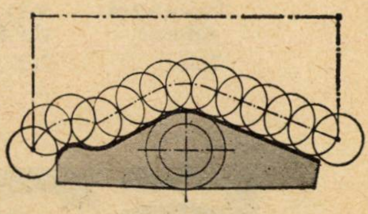
Kopp

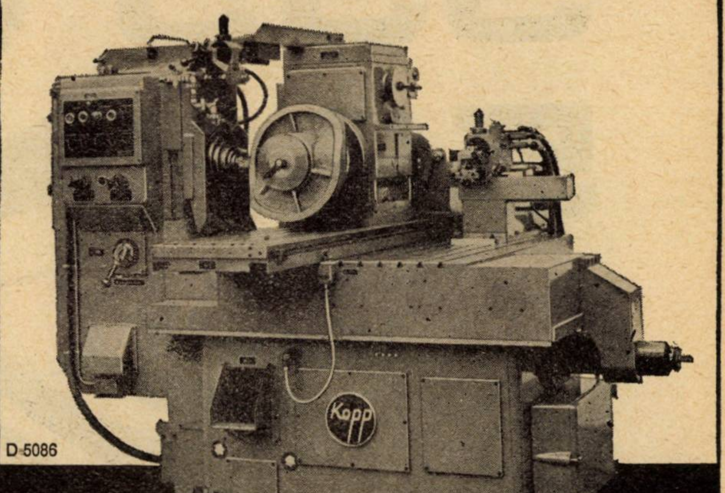
MAŞINĂ UNIVERSALĂ DE FREZAT PRIN COPIERE
Tip UKF 3

cu comandă hidraulică cu palpator şi proces automat de producţie pentru frezat suprafeţe plane şi curbe









FRITZ KOPP
Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
Neu-Ulm/Donau

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

PE LAMINORUL MODEL 535 SAU 569 POT FI PRESATE 75000 PINIOANE CONICE SPIRALE PE AN

Forța de presare a dinților este de 100 ori mai mică decît forța necesară matrițării.

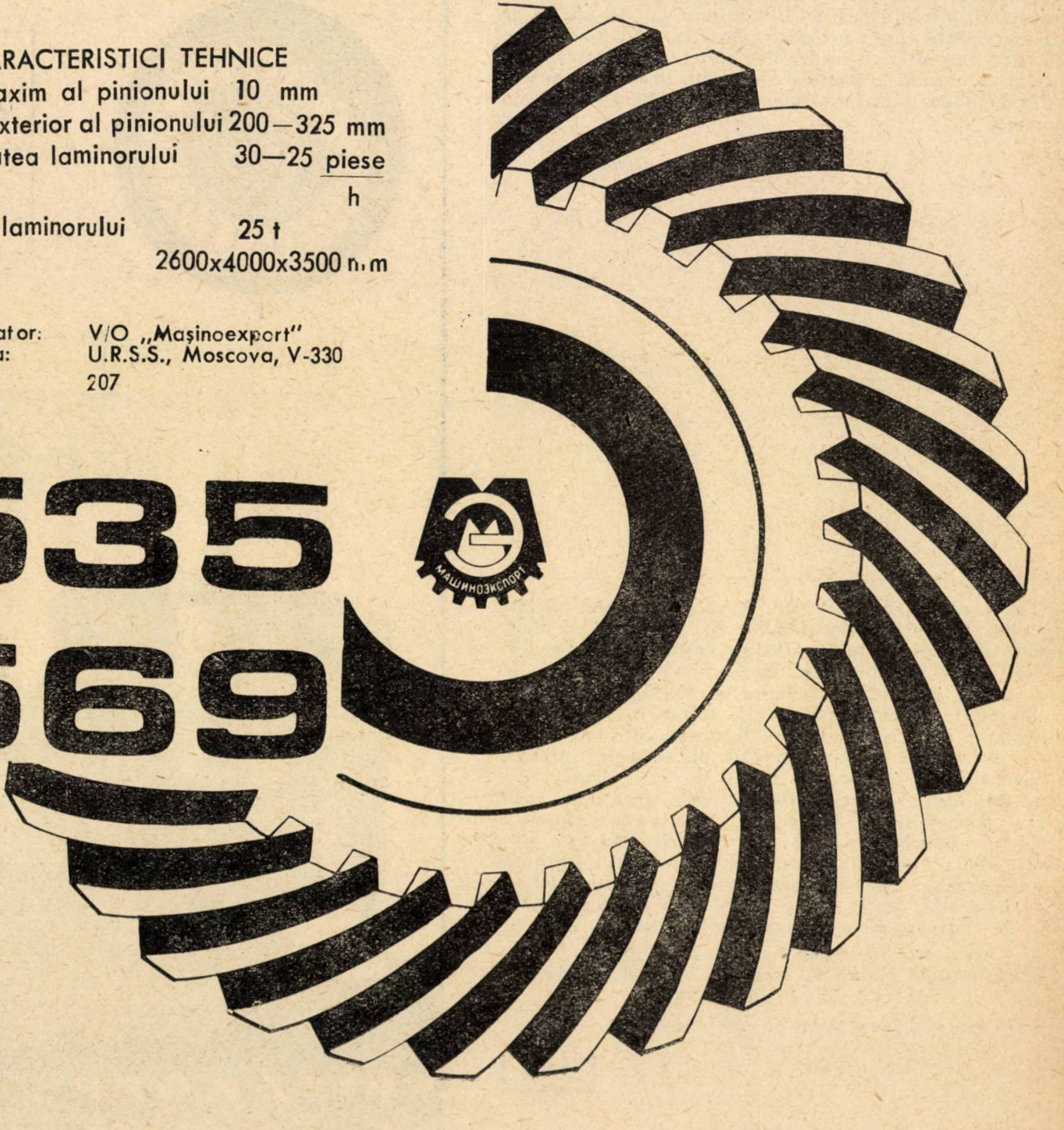
Rezistența și durabilitatea pinioanelor depășesc cu 20—30% caracteristicile similare ale pinioanelor frezate.

Față de rugozitatea dinților rectificați, rugozitatea dinților presați este superioară.

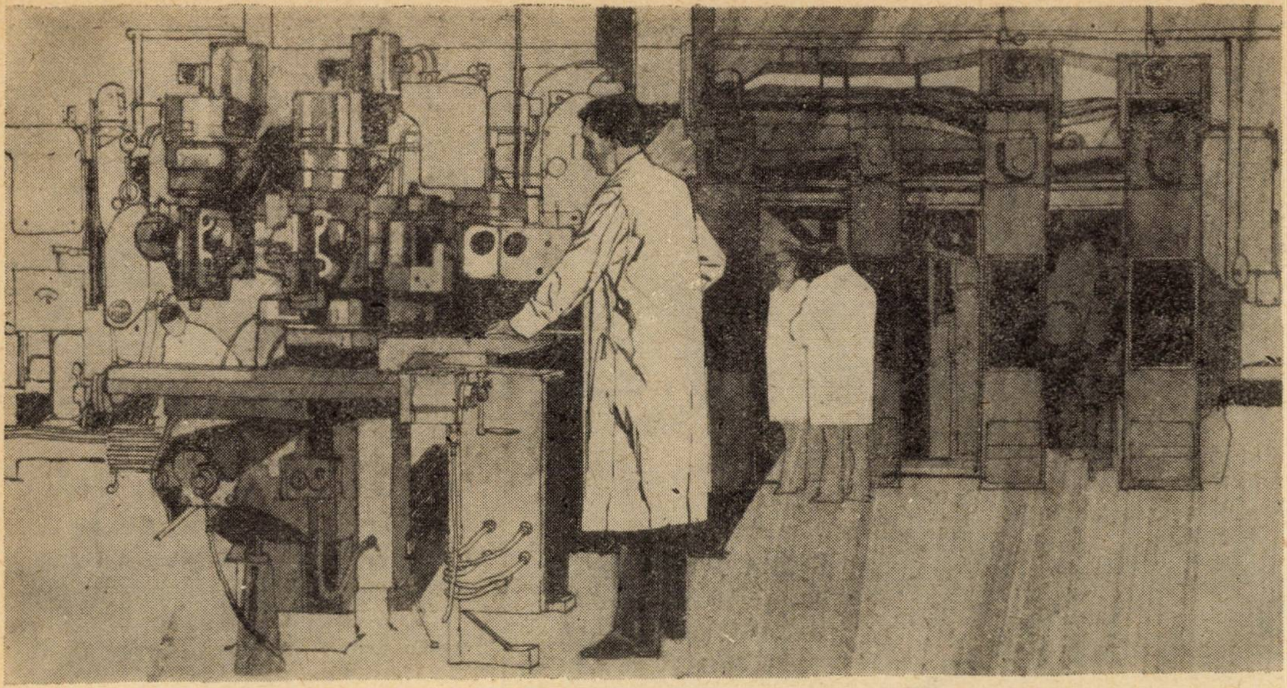
CARACTERISTICI TEHNICE

Modulul maxim al pinionului	10 mm
Diametrul exterior al pinionului	200—325 mm
Productivitatea laminorului	30—25 $\frac{\text{piese}}{\text{h}}$
Greutatea laminorului	25 t
Gabarite	2600x4000x3500 mm

Exportator: V/O „Mașinoexport"
Adresa: U.R.S.S., Moscova, V-330
Telex: 207

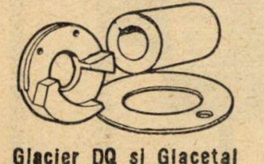


PUBLICOM



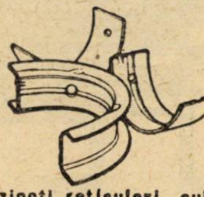
pentru concepția cea mai avansată în prezent...

Glacier Metal Company se găsește în fruntea activității de proiectare și dezvoltare a lagărelor. Această poziție este asigurată printr-o continuă activitate de cercetare. Tehnologii de la Glacier, lucrînd la problemele de viitor din domeniul lagărelor, au înzestrat industria mondială cu o gamă largă de formule constructive și materiale noi. Produsele dezvoltate în laboratoarele Glacier formează cea mai cuprinzătoare gamă disponibilă de lagăre care sînt fabricate și comercializate internațional printr-o rețea de peste 130 licențiari, reprezentanți și agenți. **Bucșe Glacier.** Fabricația de precizie în cantități mari permite lui Glacier să ofere o gamă largă de lagăre de înaltă calitate la prețuri reduse. Acestea sînt realizate în dimensiuni metrice și în țoli de la 3 mm la 120 mm și de la 1/8 "la 7", putînd fi livrate direct din stocurile existente, în trei tipuri. **Plumb/bronz.** Pentru ungere cu ulei sau unsoare consistentă. **Glacier DU**. Pentru aplicații fără ungere funcționînd eficient pe un mare interval de temperaturi. **Glacier DX.** Special realizate pentru aplicații cu preungere sau pentru condiții de lubrificație minimă. O gamă de rondele pentru pivoți și semisfere este disponibilă în Glacier DU și Glacier DX.



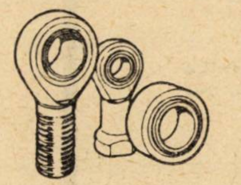
Glacier DQ și Glacetal

Glacier DQ combină caracteristicile lagărelor mecanice și uscate. Sînt disponibile în piese turnate sau prelucrate, bare sau tuburi. Glacetal material de minimă lubrificație pentru rondele de pivoți și piese similare



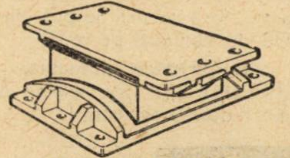
Cuzineți reticulari subțiri din aluminiu pentru tracțiune

Cel mai echilibrat material de lagăre pentru încărcări mari, pentru motoare diesel și cu benzină.



Dualign

Lagăre sferice și capete de bară. Piese de foarte mare performanță, înalt rezistente la coroziune, tolerează impuritățile, praful și fluide.



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte, eficiente, care nu pretind lubrificație. Construcție simplă care se pretează la mișcări în orice direcție. Funcționează îndelungat cu întreținere minimă.

La cerere se poate obține îndrumare pentru proiectare

...cele mai avansate lagăre

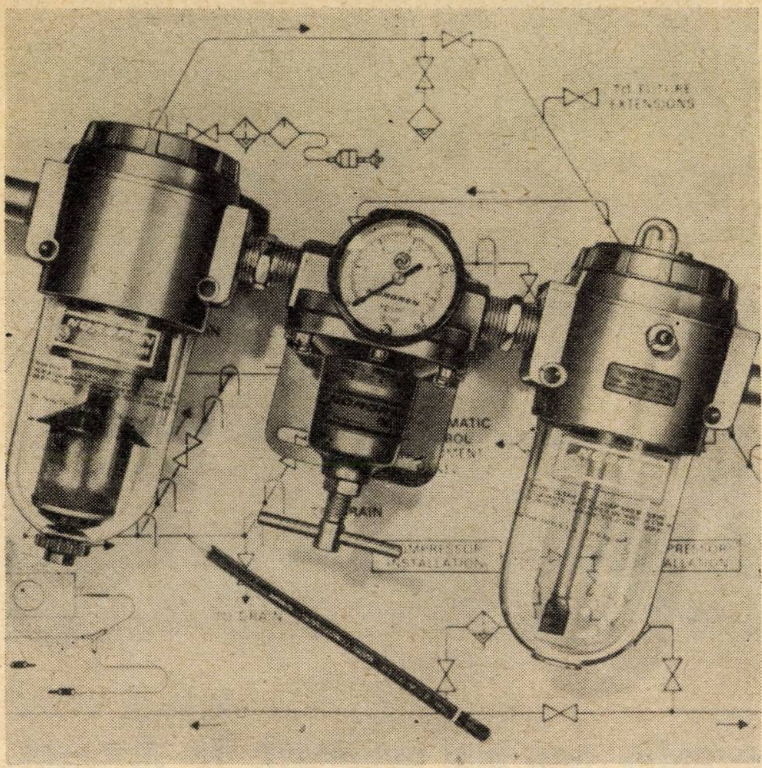
GLACIER

1967

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED · ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX

PUBLICOM



NORGREN

ECHIPAMENT
PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune și lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) și 2'' (circa 50 mm).

C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.

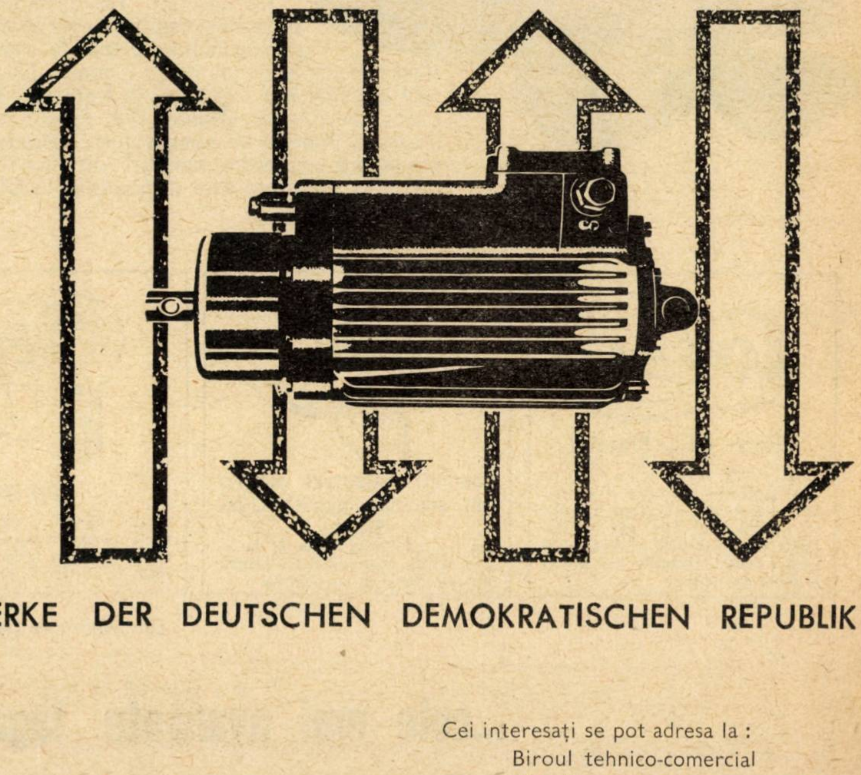
CURSA ȘI FORȚA

aparatele noastre de acționare electrohidraulică pentru declanșarea unor mișcări mecanice lineare pot fi dozate cu precizie în raport cu domeniul de aplicare, prin legerea timpului respectiv.

Cu diferite tipuri de aparate se poate obține o cursă de la 50 la 160 mm și o forță ascensională maximă de 12 pînă la 250 kgf.

Forța nu se declanșează brusc, ci lin, elastic, fără șocuri. Se pot efectua pînă la 2000 de comenzi pe oră.

O caracteristică deosebită : Aparatele VEM-ELHY sînt mai ieftine decît presupuneți dumneavoastră !



VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

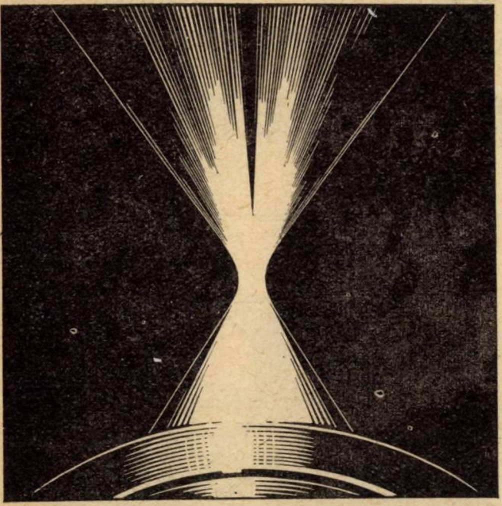
Exportator :

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK-
DDR 104 BERLIN CHAUSSEESTRASSE 111 112

Cei interesați se pot adresa la :
Biroul tehnico-comercial
DIA Elektrotechnik bei der HPA
Ambasada RDG din RSR
Calea Dorobanți 14 — București

PUBLICOM

SUDARE ŞI TAIERE RAŢIONALE



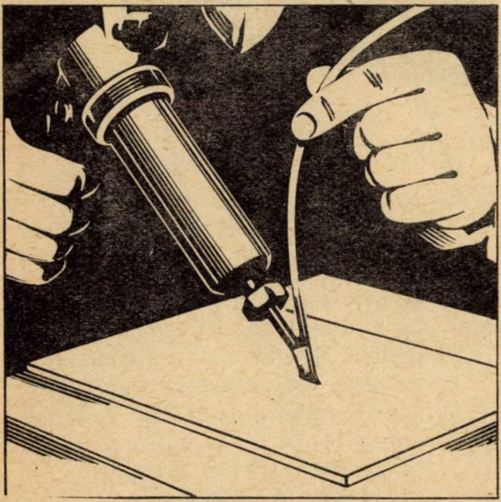
BRASAJ CU AJUTORUL LUMINII

Lucrări complicate de brasaj la cele mai mici piese, sudură de folii din material plastic, solidificare de lianţi din materiale plastice, sînt exemple tipice de aplicare a noului MICOR Messer Griesheim, bazat pe principiul fasciculului luminos.

Lumina unei lămpi cu cuarţ halogen este reflectată de o oglindă eliptică într-un focar în care se obţin temperaturi pînă la 1600°C.

Cu ajutorul procedeului MICOR pot fi sudate etanş fiole de sticlă. MICOR pătrunde prin pereţii de sticlă şi execută brasaje înăuntrul unor recipiente cu vid sau umplute cu gaz inert.

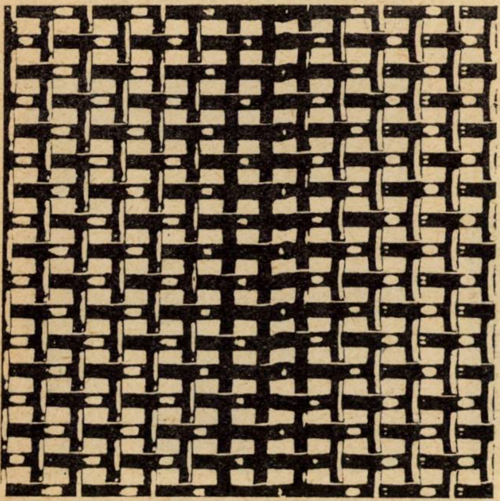
MICOR lucrează fără contact.



SIMPLIFICAREA SUDURII DE MATERIALE PLASTICE

PLASTHERM este denumirea unui arzător de aer cald pentru sudarea de materiale termoplastice. Jetul de aer fierbinte înmoaie cusătura de sudură, precum şi vergeaua auxiliară introdusă printr-un ajustaj şi plastifiată în locul de sudură. Cu ajutorul PLASTHERM-ului se sudează policlorură de vinil, polietilenă, polipropilenă, poliacrilate şi poliamide.

Arzătoarele PLASTHERM nu sînt scumpe şi se caracterizează printr-o durată lungă de viaţă.



SUDURA SUB LUPĂ

O sîrmă VA, cu un diametru de numai 0,3 mm, a fost sudată cu ajutorul unui dispozitiv de microplasmă Messer-Griesheim, într-o ţesătură cu lărgimea ochiurilor de 0,9 mm². Sudura s-a executat manual cu o lupă, la o viteză de sudare de 1,2 m pe minut.

Sudura micro-plasmă se aplică la oţeluri bogat aliate şi silicoase, tablă galvanizată, nichel, aliaje de nichel şi cupru, pînă la titan şi aliaje de titan.

Zona deosebit de îngustă în care se produce fluxul termic face posibilă sudarea tablelor de numai 0,1 mm grosime.

MESSER GRIESHEIM

Polonia Dom Handlowo-Agenturowy Maciej
Czarnecki i S-ka S.A. *Varşovia 1* Marszalkowska 87

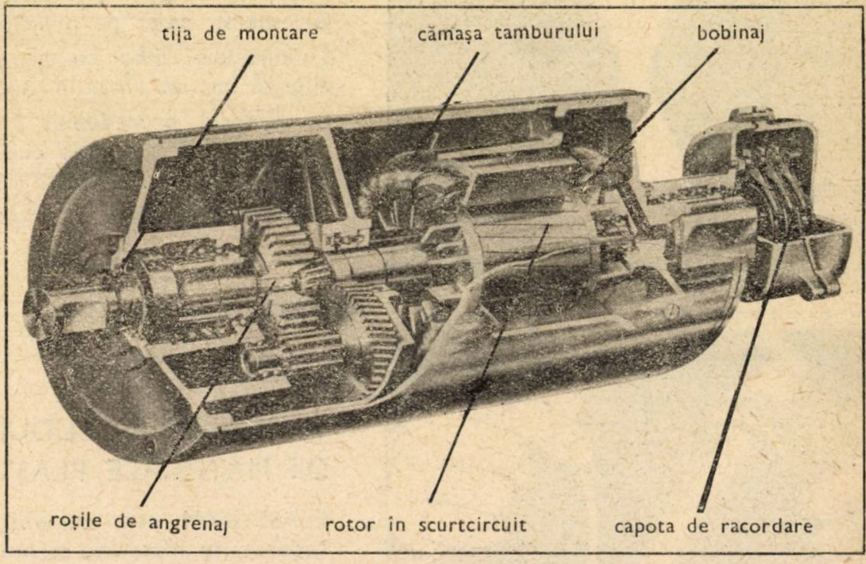
R.S. Cehoslovacă Phoenix Praha A. S. *Praga 1*
Václavské nám. 56

Jugoslavia DINARA *Belgrad* Bircaninova 37

Messer Griesheim GmbH. Schweisstechnik 6 Frankfurt am Main BRD
Buro Ost Berlin 30. Einemstrasse 9, Telefon (0311) 2119001

PUBLICOM

Tamburul acționează banda transportoare



Benzile transportoare sînt supuse adesea unor condiții grele de sarcină mare cu materiale transportate brute, climă nefavorabilă și schimbare frecventă a locului de lucru.

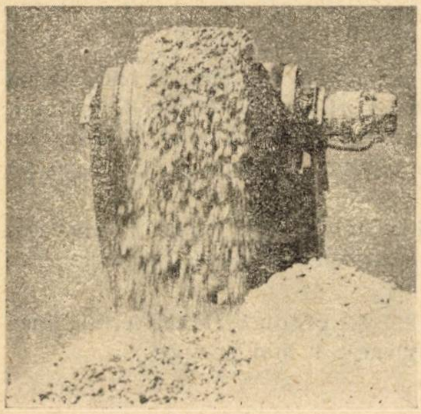
Acestor solicitări trebuie să le corespundă și elementul de acționare, care trebuie să fie robust și rezistent și să lucreze, pe cît posibil fără elemente reductoare, care sînt expuse avariilor.

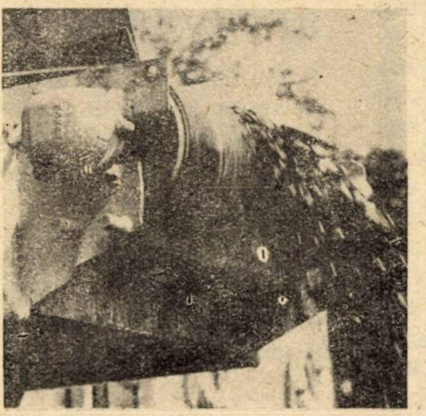
Motoarele tambur BAUER prezintă cea mai simplă rezolvare constructivă, deoarece motorul, reductorul și tamburul de acționare formează o unitate cu gabarit redus.

Din această cauză motoarele tambur BAUER pot fi montate în cel mai scurt timp la banda transportoare Ele au o greutate redusă, sînt etanșe la praf și jeturi de apă.

La comandă specială, motoarele tambur BAUER pot fi livrate și în execuție antiexplozivă, siguranță sporită, putere de la 0,05 la 25 CP, viteza benzii de la 0,016 la 3 m/s.

La cerere trimitem prospecte interesante cu adresele reprezentanțelor uzinale și ale atelierelor.





202 12/670

BAUER

Forța de acționare — Motoarele tambur

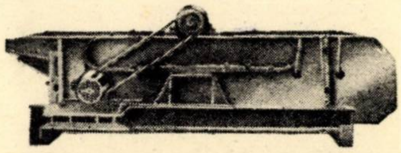
Eberhard Bauer
D 73 Esslingen-Neckar
Republica Federală a Germaniei

1883

UMMUM

UMMUM
BAIA-MARE

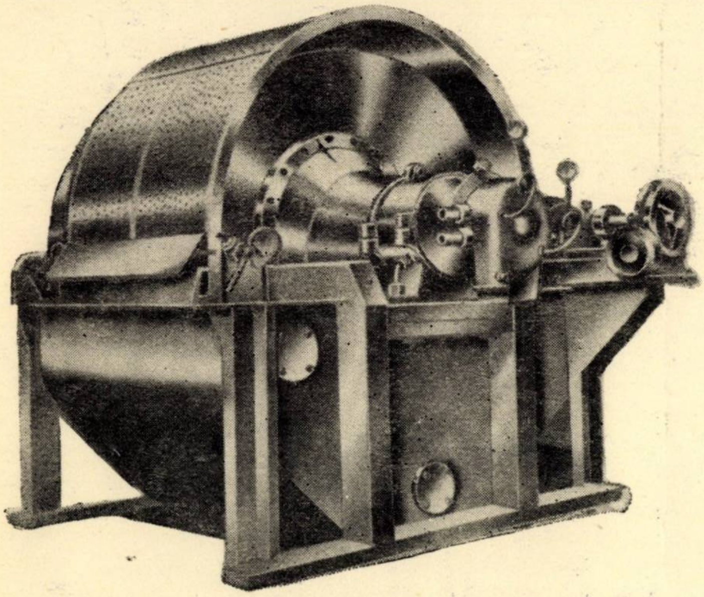
CIUR VIBRANT SUSPENDAT DE 2,5 m^2



Ciurul vibrant este utilizat în industria de preparare a minereurilor feroase şi neferoase, pentru sortarea minereurilor sfărîmate pe mărimi de granulaţii de la 0 — 25 mm.

Caracteristici constructive: suprafaţa brută a sitelor m^2 2,5; numărul sitelor 2; mărimea ochiurilor mm ∅ 10 şi ∅ 25; greutatea totală kg 1918; înclinaţia ciurului 14' — 17°.

Caracteristici funcţionale: debitul m^3/h 50; amplitudinea vibraţiilor pt. cărbune mm 1,5; amplitudinea vibraţiilor pentru minereuri mm 2,5; turaţia arborelui principal rot/min 1320 — 1595; puterea instalată kW 7,5; rapoartele de transmisie a roţilor de transmisie i = 1:1,11; i = 1: 0,91.



FILTRU DE VID CU TAMBUR DE 5 m^2

Filtrul de vid cu tambur este utilizat în industria de preparare a minereurilor, pentru absorbţia lichidelor din soluţiile concentrate de minereuri, obţinute prin procesul de flotare.

Caracteristici: suprafaţa de filtrare m^2 5; regimul de vid mm col. Hg 500; turaţia tamburului rot/min 1,5; capacitatea de filtrare kg/oră/m^2 110 — 225; puterea de antrenare a tamburului kW 4; numărul de oscilaţii al agitatorului osch/min 24; puterea de antrenare a agitatorului kW 2,2; diametrul tamburului mm 1760; lungimea tamburului (A) mm 1000; dimensiuni de gabarit (L,B,H) mm 3000 × 2850 × 2075; greutatea totală kg 7870.

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unități de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
București Tel. 31.51.02

E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

1944 25 ani 1969

de la eliberarea Patriei

7-8

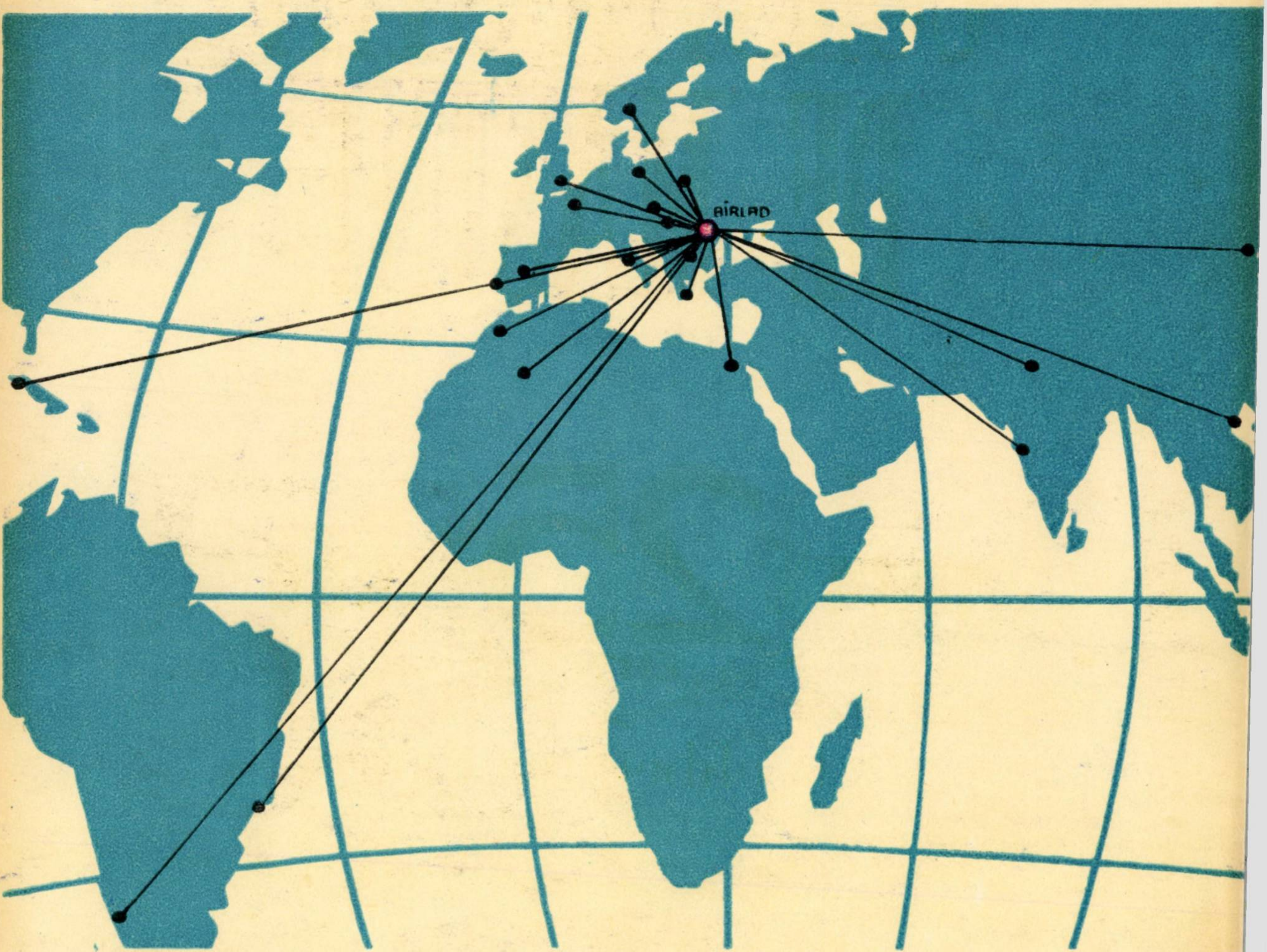
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXI • Nr. 7-8 • IUL.-AUG. 1969

Cu prilejul

Expoziţiei Realizărilor Economiei Naţionale

Cr5
C61
h9

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B
MADE IN RUMANIA

E 3279

UZINA DE AUTOTURISME
R

UAP

UZINA DE AUTOTURISME·PITEŞTI

PRODUCE

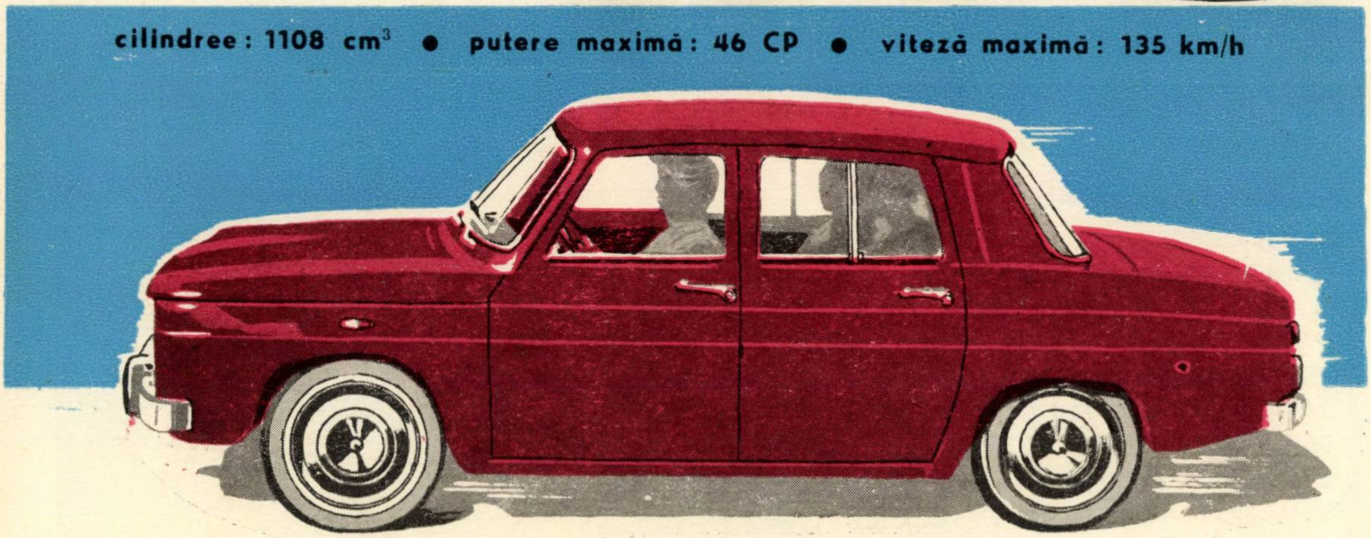
SUB LICENŢA FIRMEI

RENAULT

AUTOMOBILUL

DACIA 1100

cilindree: 1108 cm^3 ● putere maximă: 46 CP ● viteză maximă: 135 km/h



consum combustibil: 6,8 l/100 km

AUTOBUZUL

UZINA AUTOBUZUL
BUCUREŞTI

PRODUCE AUTOVEHICULE DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN COMUN ŞI TRANSPORTULUI MĂRFURILOR DE MIC TONAJ.

- AUTOBUZELE DE MEDIE CAPACITATE TV-20, ECHIPATE CU MOTOARE DE 145 CP — FUNCŢIONÎND CU BENZINĂ, SÎNT DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN ORAŞE (CAPACITATE TOTALĂ 85 CĂLĂTORI) ŞI ÎNTRE LOCALITĂŢI — CAPACITATE TOTALĂ 42 LOCURI + BAGAJELE AFERENTE (25 KG/CĂLĂTOR).

- AUTOBUZUL DE MICĂ CAPACITATE TV-71 — DESTINAT TRANSPORTULUI INTERURBAN ESTE ECHIPAT CU MOTOR CU BENZINĂ, DE 145 CP. AUTOBUZUL ARE O CAPACITATE TOTALĂ DE 28 CĂLĂTORI + BAGAJELE (25 KG/CĂLĂTOR)

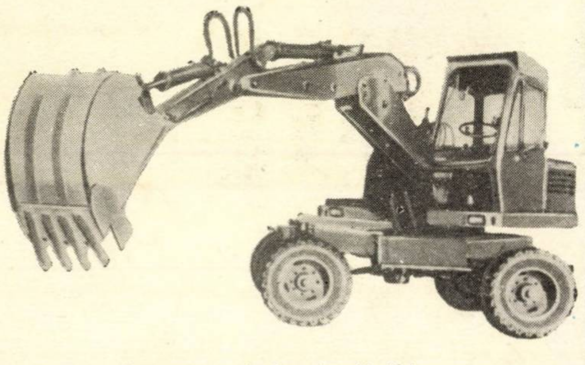
- AUTOUTILITARELE TV-41-51 — AU CAPACITATE DE TRANSPORT (SARCINĂ UTILĂ) DE 1200 KG LA SIMPLA TRACŢIUNE (TV-41) ŞI 1000 KG LA DUBLA TRACŢIUNE (TV-51). ECHIPATE CU MOTOR DE 70 CP, FUNCŢIONÎND CU BENZINĂ — ACEASTĂ CLASĂ DE PRODUSE ARE PARAMETRII DINAMICI CONVENABILI PENTRU TRANSPORTUL ORĂŞENESC SAU INTERURBAN.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

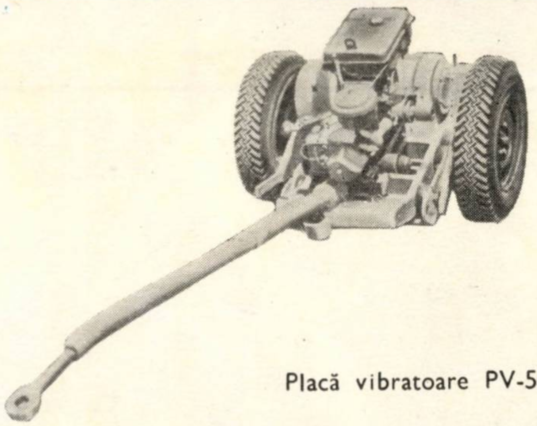
Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienelor nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanţi pentru străinătate: „Autotractor" Bucureşti • Str. Lipscani nr. 19



Excavator hidraulic P-401

Rulou compresor R-814

- Excavatoare pe pneuri și pe șenile, cu cabluri și hidraulice
- Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
- Echipamente pentru tractoare, buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
- Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
- Mori cu masă rotativă sau bile
- Utilaj naval



Placă vibratoare PV-5000

U Z I N A D E U T I L A J G R E U

PROGRESUL

BRAILA

- Utilaj pentru linii de ciment
- Linii ceramice
- Linii de argilă expandată
- Prese pentru cărămizi și țigle
- Vagoane siderurgice
- Melanjoare
- Cilindri și caje
- Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
- Foarfece de tăiat țagle și platine
- Linii de aglomerare
- Utilaj chimic și petrolier
- Utilaje pentru industria lemnului și celulozei
- Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
- Osii montate pentru vagoane de cale ferată

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

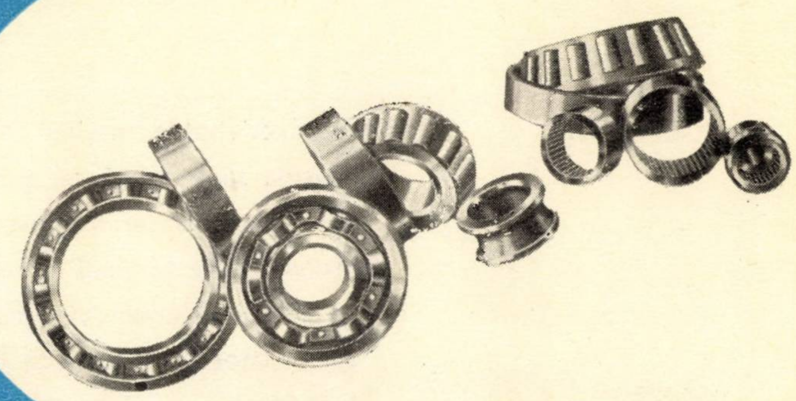
- Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2 100 CP al locomotivei Diesel electrice
- Piese forjate de 20-25-28 t, din lingouri pînă la 40 t
- Axe cotite forjate cu fibraj continuu
- Reductoare de mare putere, probate și rodate
- Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14 % și Cr pînă la 26 %, turnate în piese
- Oțeluri manganoase cu 10—14 % Mn și 0,9—1,4 % C, turnate în piese

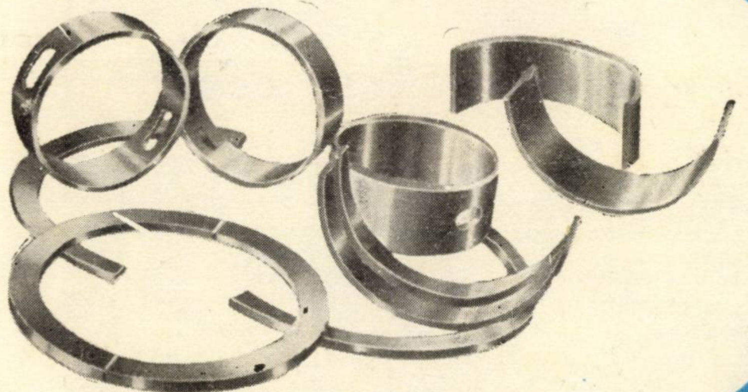
uzina
RULMENTUL
brașov

URB, dotată cu utilaj modèrn și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

Uzina „RULMENTUL" Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

URB

Telefon 2.06.41 — telex 012245

UZINA

UNIREA

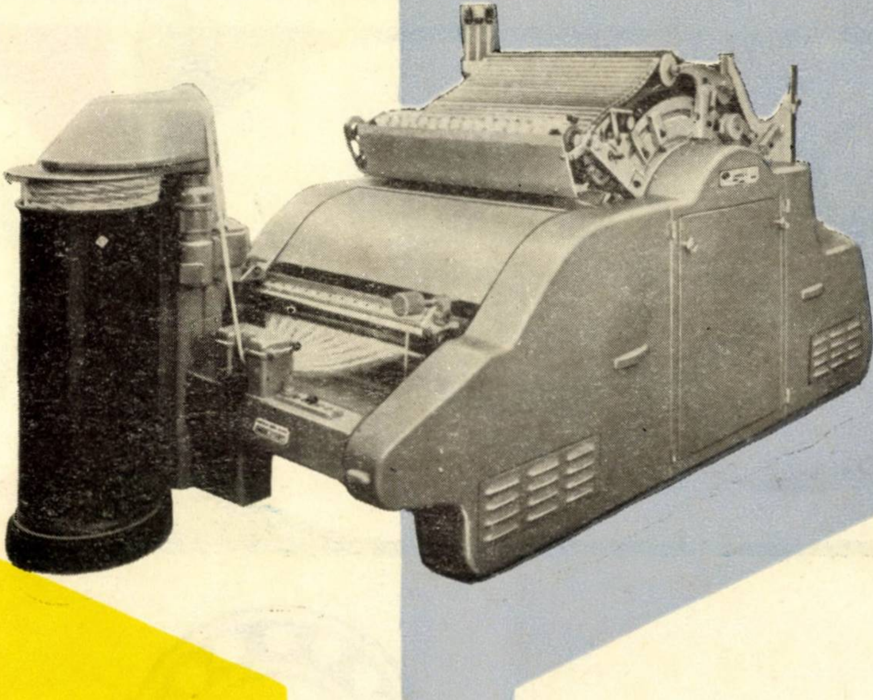
— CLUJ

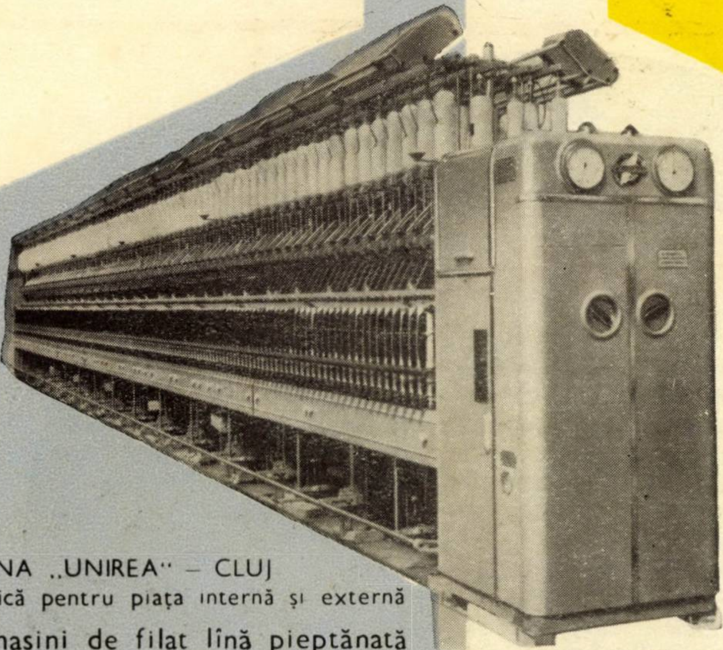
Piața 1 Mai nr. 1-2

CARDA DE BUMBAC, TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT

Productivitatea mașinii 9-24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol, dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafului. De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).

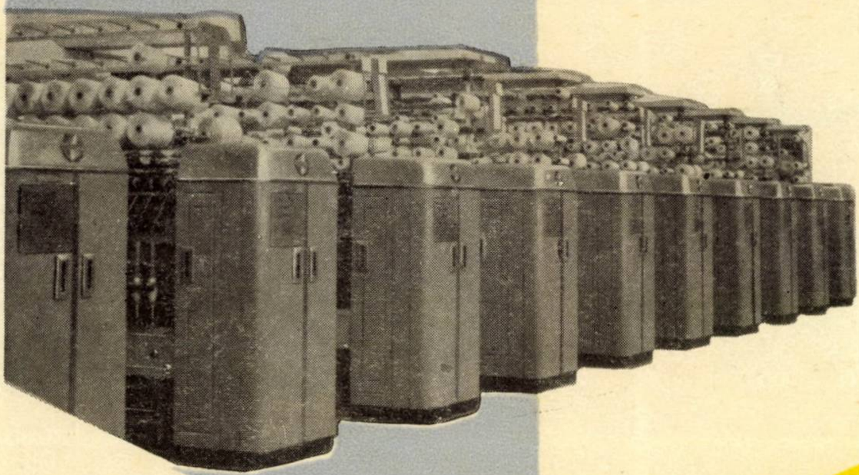




UZINA „UNIREA" – CLUJ

fabrică pentru piața internă și externă

- mașini de filat lînă pieptănată
- mașini de filat bumbac cardat și pieptănat
- mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- laminoare pentru bumbac
- mașini de pieptănat
- carde pentru bumbac
- războaie automate pentru bumbac
- războaie automate pentru mătase
- trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- ratiere pentru războaie de bumbac
- cilindri canelați pentru mașini de filat
- diferite piese de schimb.



ICSPM

Institutul de Cercetări Ştiinţifice pentru Protecţia Muncii

BUCUREŞTI
Str Gral Budişteanu 15 - Sector 7
Telefon 13.17.20

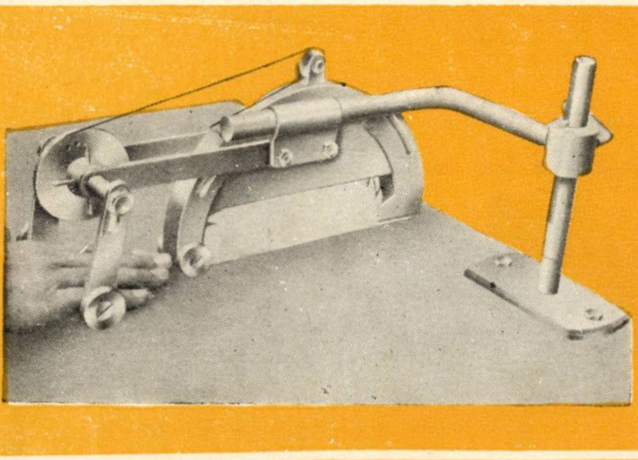
Efectuează, pe bază de contract, studii şi cercetări, acordă asistenţă tehnică în probleme de protecţie a muncii în domeniile:

- tehnica securităţii la maşini, utilaje şi instalaţii tehnologice complexe;
- electronică industrială, automatizări electronice, telecomunicaţii, aparatură pentru măsurări, control, avertizări, detectări, combaterea electricităţii statice industriale şi atmosferice, paratrăsnete radioactive cu rază mare de acţiune;
- determinarea şi protecţia contra radiaţiilor ionizante, aplicaţii ale izotopilor radioactivi;
- electrosecuritate şi iluminat industrial;
- ventilaţie, climatizare şi combaterea prafului în industrie;
- combaterea zgomotului şi vibraţiilor în industrie;
- mijloace individuale de protecţie (căşti, ochelari, mănuşi etc.);
- ergonomie, fiziologie şi psihologia muncii.

Livrează, la cerere, documentaţie pentru generalizarea cercetărilor efectuate.

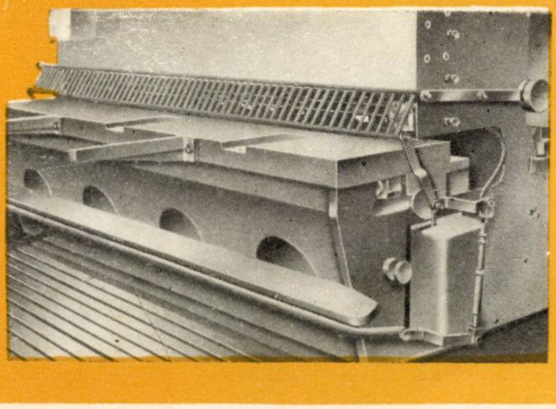
Execută, pe bază de contract, aparate şi prototipuri de dispozitive şi echipament de protecţie.

Informaţii suplimentare la Institut, Serviciul Documentare, telefon 13.17.20, interior 29.



Dispozitiv de protecţie pentru ferăstraie circulare de retezat cu ax şi masă fixe.
Brevet de invenţie 51398/1968
Premiul I la al IV-lea Salon Internaţional de Securitate Nancy - Franţa, 1968

Safety device for circular cutting saws with fixed shaft and table
Patent letter 51398/1968
1st Prize at the IV International Exhibition for Occupational Safety Nancy - France 1968.



Dispozitiv de protecţie pentru foarfecele ghilotină.

Safety device for guillotine shears.

Institute of Scientific Research for Occupational Safety

ICSPM

BUCHAREST – ROMANIA
15 Gen. Budişteanu Street – Sector 7

Performs, on contract-basis, studies, scientific research and grants technical assistance on occupational safety problems in the following fields:

- safety engineering on machines and complex technological equipment;
- industrial electronics, electronic automation, telecommunications, devices for measurements, control, warnings, detection, static electricity defeat in industry and atmosphere; radioactive lightning rods with great action radius;
- determination and protection against ionizing radiations, applications of radioactive isotopes;
- safety-in-electricity and industrial lighting;
- ventilation. air conditioning and dust defeat in industry;
- abatement of noise and vibration;
- individual means of protection (helmets, spectacles, gloves etc.);
- ergonomics, labour physiology and psychology.

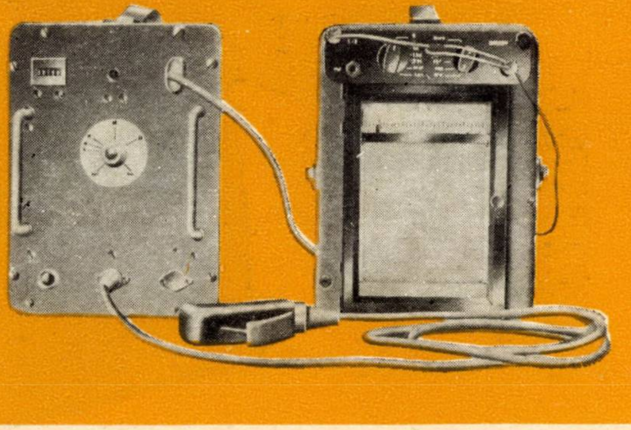
Delivers on request the documentation for the generalization of the research carried out.

Performs apparata and prototypes for safety devices and equipments.

Supplementary information: Documentation Department of the Institute, tel.: 13.17.20/29.

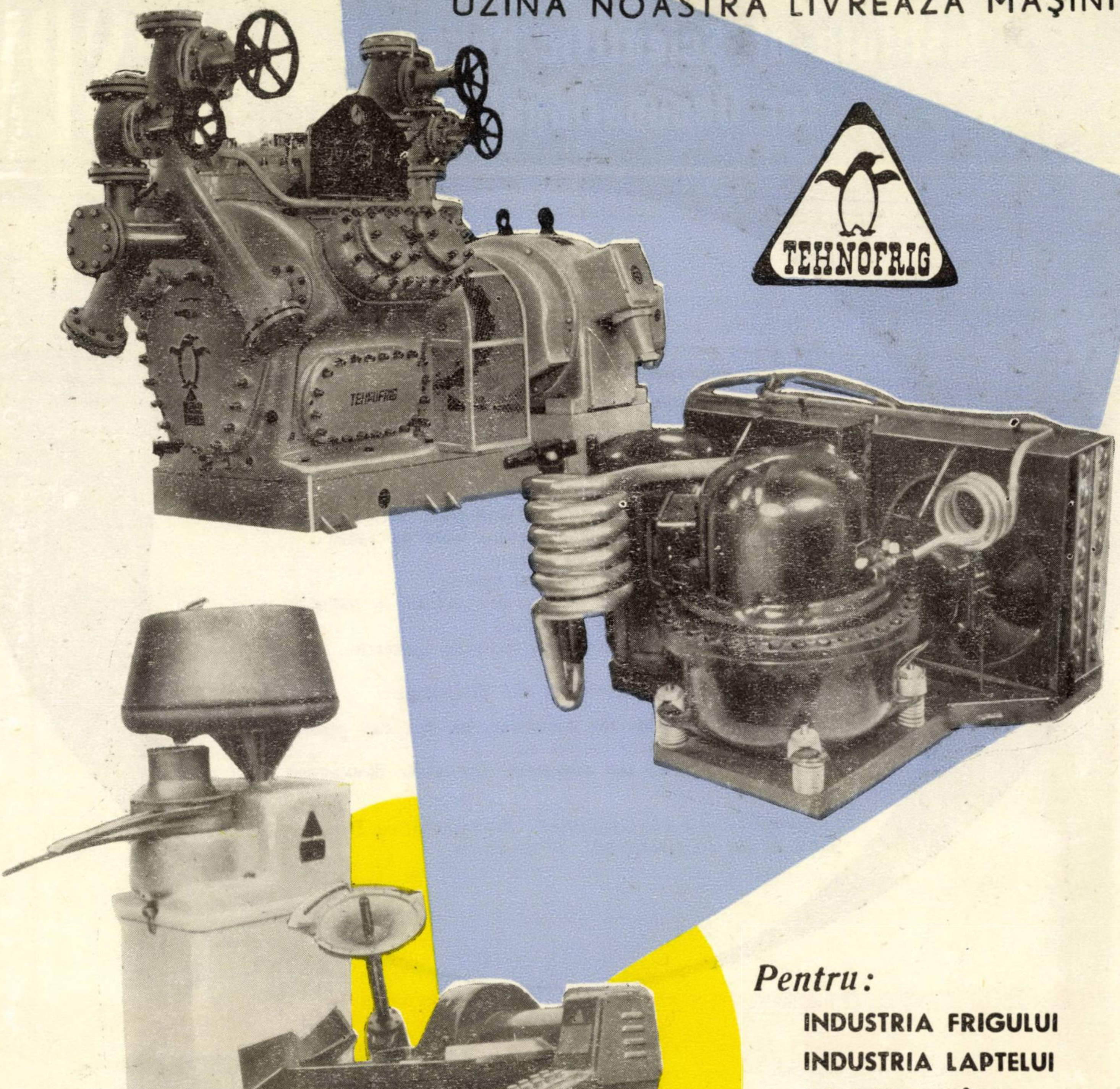
Aparat portabil transistorizat pentru măsurarea reactivităţii organismului uman la diferiţi stimuli optici şi acustici.

Portable transistorised apparatus for measurement of human body reactivity to various optic and acoustic stimuli.



Electrodinamometru cu înregistrator grafic pentru determinarea rezistenţei la efort a organismului.

Electrodynamometer with graphic instrument determining the resistance of the human body to effort.



UZINA NOASTRĂ LIVREAZĂ MAŞINI

Pentru:

- **INDUSTRIA FRIGULUI**
- **INDUSTRIA LAPTELUI**
- **INDUSTRIA PÎINII**
- **INDUSTRIA CĂRNII**
- **INDUSTRIA BĂUTURILOR**
- **INDUSTRIA CONSERVELOR**
- **INDUSTRIA CHIMICĂ**

UZINA TEHNOFRIG CLUJ

Strada Fabrica de chibrituri, 5—11 • Telefon 2.30.90

UZINA DE VAGOANE ARAD

Calea Aurel Vlaicu nr. 41—43, Arad

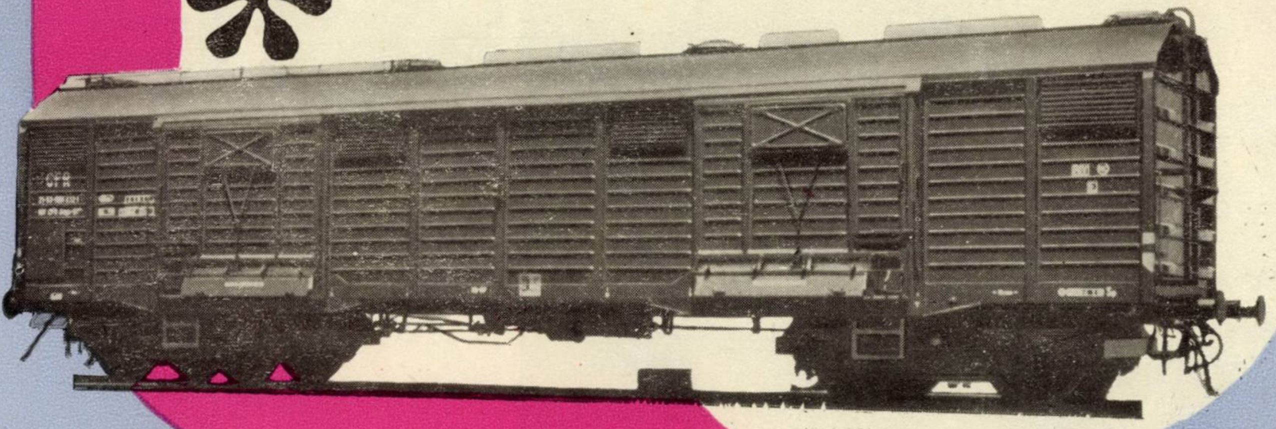
Produce şi livrează, atît pentru uz intern, cît şi pentru export, unităţi de material rulant de mare capacitate de transport cu parametrii tehnici superiori privind:

- tara vagoanelor
- viteza de circulaţie
- posibilităţi de încărcare şi descărcare mecanizată a mărfurilor

Produse ce se pot contracta:

- vagoane acoperite tip GVA pe 4 osii de 60 tone capacitate şi viteza de circulaţie 120 km/h
- vagoane de călători cl. I, 54 locuri
- vagoane de călători cl. a II-a, 80 locuri
- vagoane de călători cl. a II-a, necompartimentate, 110 locuri
- vagoane gondolă de 60 t, pe 4 osii, cu autodescărcare
- vagoane de marfă descoperite, pe 4 osii, tip OOR
- vagoane de marfă descoperite, de 50 t, pe 4 osii, tip IZA
- vagoane de transportat transformatoare, de 110 tone
- vagoane basculante de 40 m³, de 80 tone
- vagoane basculante de 25 m³
- vagoane conteinere pentru negru de fum
- vagoane autodescărcătoare pentru minereu
- vagoane-marfă pentru transportat ciment, de 30 tone
- vagoane-marfă acoperite, de 15 tone, pentru transportat sare
- vagoane refrigerente pe 2 osii, tip ORE
- vagoane dozatoare
- vagoane-platformă de 56 tone
- vagoane-platformă de 140 tone.

La cerere, uzina livrează vagoane pentru transporturi speciale, vagoane cu ecartament şi gabarite diferite de cele normalizate.



Se utilizează în cadrul instalațiilor screper, pentru acționarea cupei screper de 0,14 m³, la cursa în gol și la cursa în sarcină, pe distanțe de maximum 20 m, la transportul materialelor provenite din exploatările miniere sau din cariere și încărcarea acestora în vagonete.

Se poate utiliza și independent, pentru transportul sarcinilor pe orizontală, în medii grizutoase sau normale.

CARACTERISTICI TEHNICE

- forța de tracțiune 480 kgf
- viteza cablului la cursa în sarcină 1,26 m/s
  - la cursa în gol 1,59 m/s
- acționarea: cu motor electric antigrizutos sau normal de 7,5 kW–1000 rot/min
- masa netă 490 kg

Se utilizează în cadrul instalațiilor screper, pentru acționarea cupei screper de 0,4 m³, la cursa în gol și la cursa în sarcină, pe distanțe de maximum 80 m, la transportul materialelor provenite din exploatările miniere sau din cariere și încărcarea acestora în vagonete.

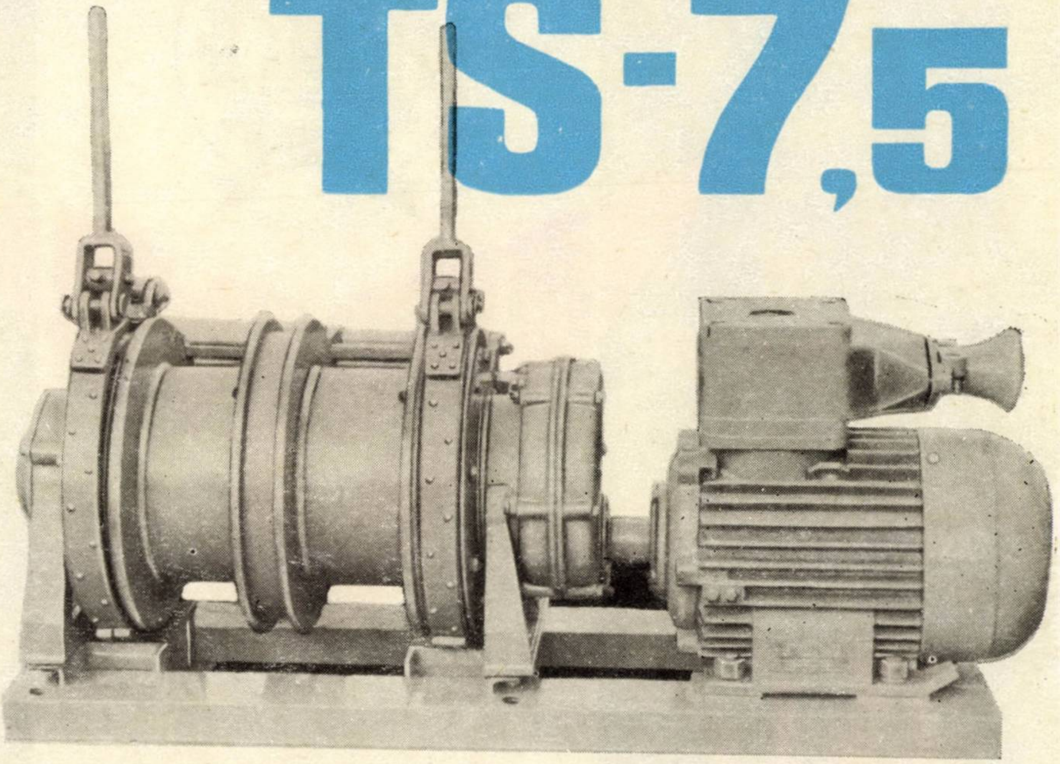
Se poate utiliza și independent, pentru transportul sarcinilor pe orizontală, în medii grizutoase sau normale.

CARACTERISTICI TEHNICE

- forța de tracțiune 1600 kgf
- viteza cablului 1,1 m/s (pentru ambele curse)
- acționarea: cu motor electric antigrizutos sau normal, de 22 kW–1000 rot/min
- masa netă 1200 kg

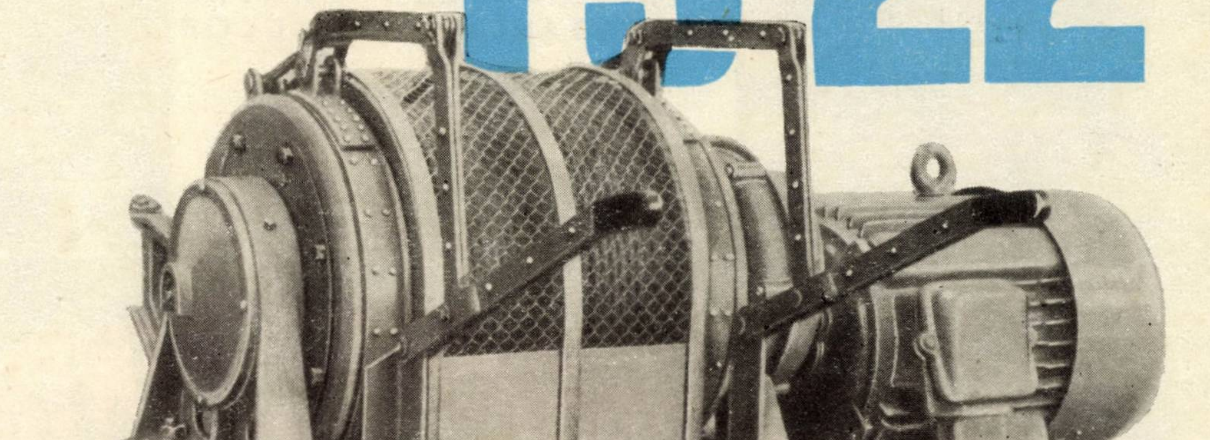
TROLIU SCREPER DE 7,5 kw TIP

TS-7,5



TROLIU SCREPER DE 22 kw TIP

TS-22



UZINA-UNIO-SATU MARE

ICM

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR. CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

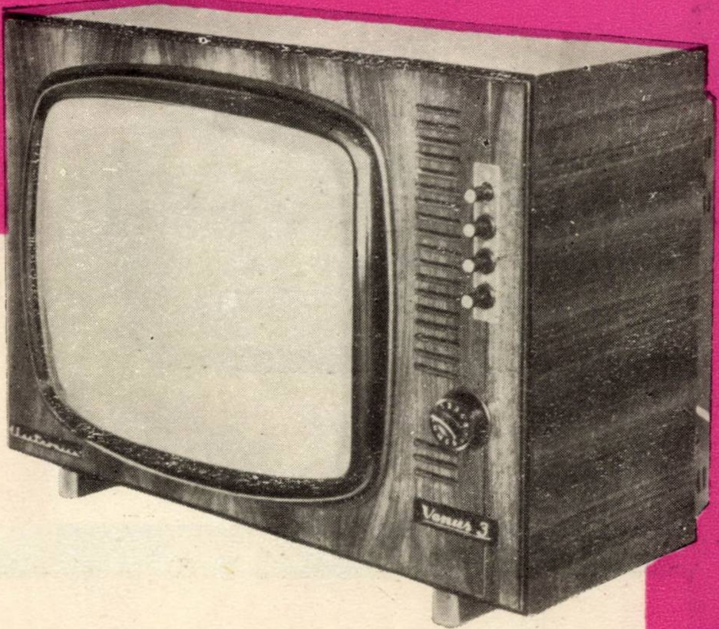
UZINELE
Electronica

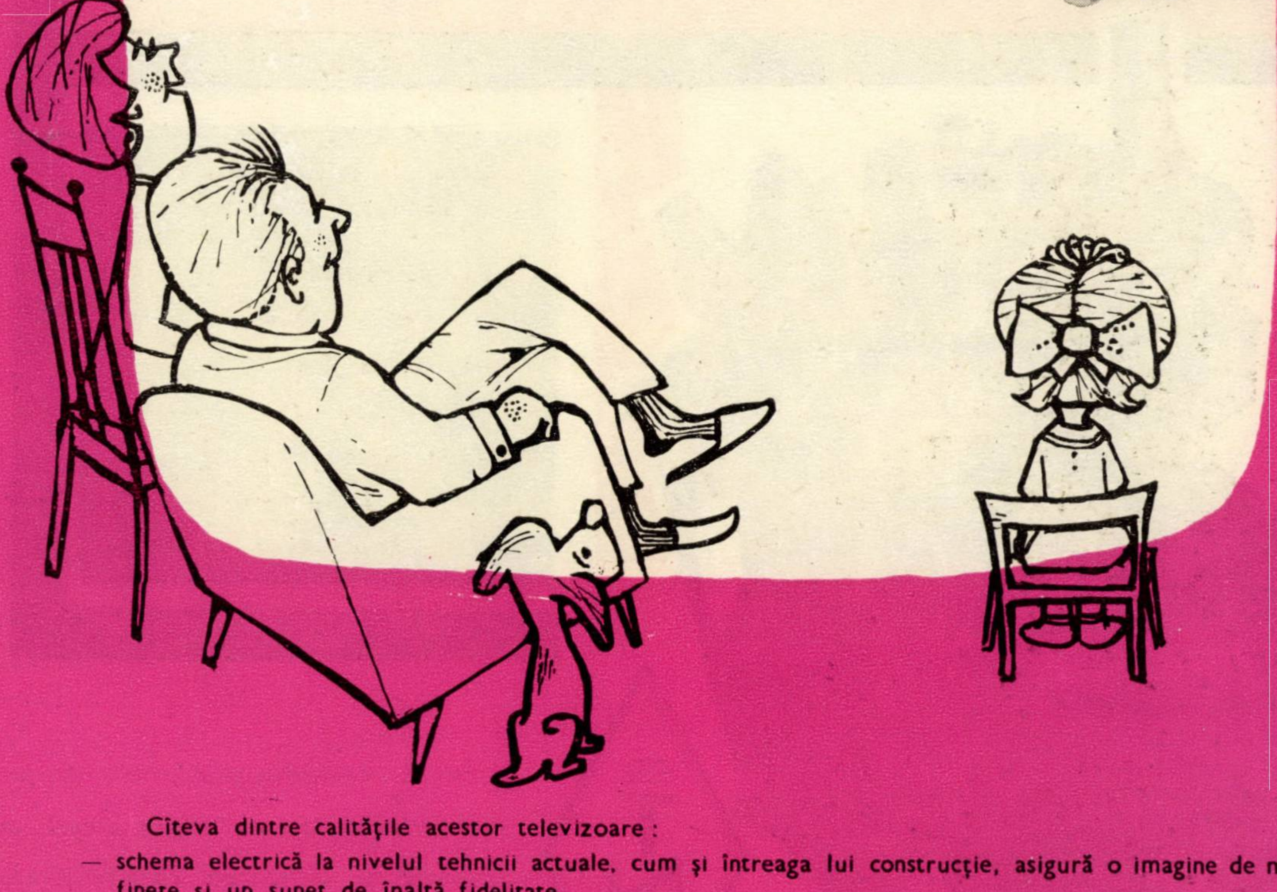
Cum să rămînem acasă şi să luăm cunoştinţă de tot ce e nou în ţară şi în lumea largă?

Cum să rămînem acasă fără să renunţăm la nici un spectacol de teatru, film nou sau meci de fotbal, la nici un festival din Braşov, Cannes ori San Remo?

La toate aceste întrebări — un singur răspuns, familia de televizoare **„Venus“**, cu diagonala 47 cm — remarcabil succes al uzinei „Electronica“

Str. Baicului nr. 82, telefon 12.19.40





Cîteva dintre calităţile acestor televizoare:

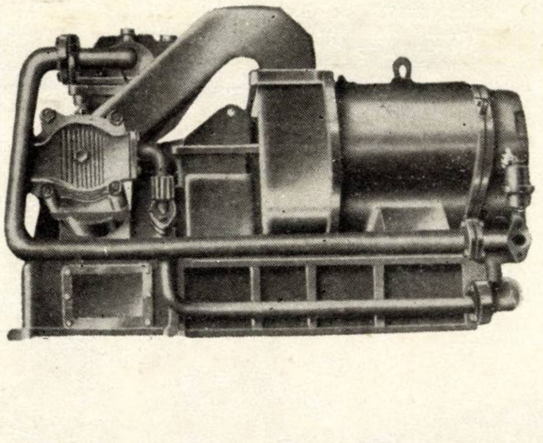
- schema electrică la nivelul tehnicii actuale, cum şi întreaga lui construcţie, asigură o imagine de mare fineţe şi un sunet de înaltă fidelitate,
- stabilizarea automată a dimensiunilor, reglajul automat al amplificării, acordul fin de tip cu memorie asigură o manipulare extrem de simplă;
- cablajele imprimate şi şasiul rabatabil asigură o deosebită siguranţă în funcţionare şi o întreţinere foarte uşoară;
- recepţionînd 12 canale, asigură oriunde vizionarea programelor transmise de toată reţeaua de televiziune din ţara noastră;
- prezentat într-o formă modernă, se încadrează armonios în orice interior.

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

Timpuri Noi

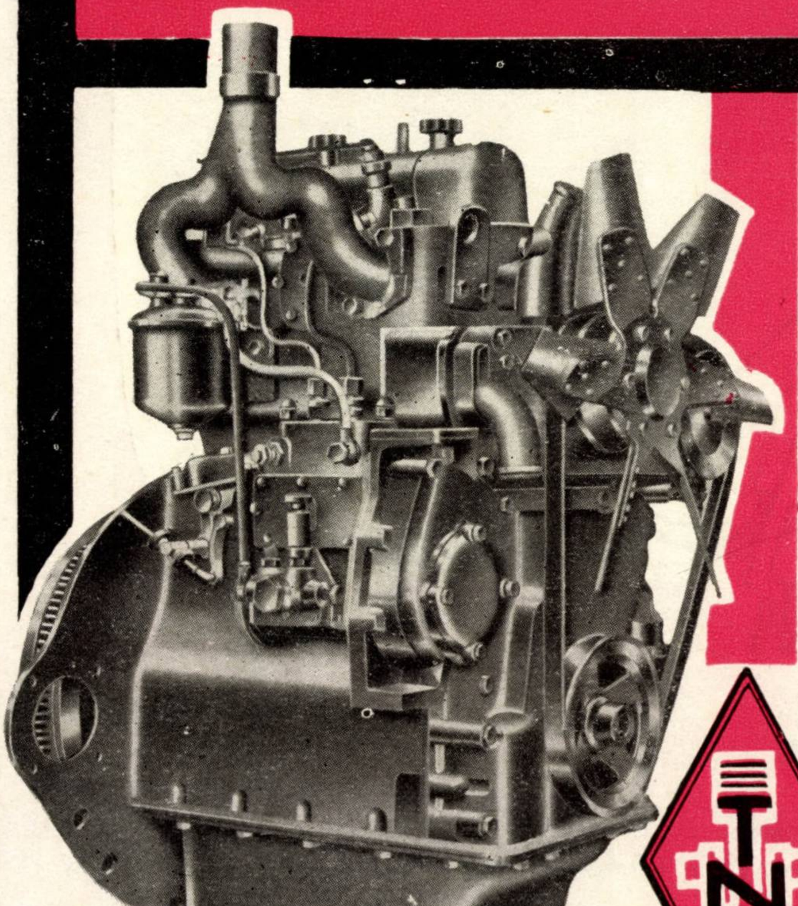
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi".

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
18843

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, IULIE—AUGUST, Nr. 7—8, 1969

CUPRINS

CONTENTS SOMMAIRE INHALTSVERZEICHNIS СОДЕРЖАНИЕ

CRIȘAN, I. :
Cu prilejul expoziției realizărilor economiei naționale. 401
On the occasion of the Exhibition devoted to the achievements of national economy 403
À l'occasion de l'Exposition des réalisations de l'économie nationale 403
Gelegentlich der Ausstellung für die Errungenschaften der Nationalwirtschaft 403
По случаю выставки достижений народного хозяйсвта 403

TEODORESCU, ST. :
Tehnologii și utilaje de turnătorie. 405
Casting technologies and implements 411
Technologies et outillages pour fonderie 411
Technologien und Anlagen für Giessereien 412
Технология и оборудование для литейного производства 405

BURCIOIU, I. și ZAMFIRESCU, L. :
Realizări în domeniul tratamentelor termice. 413
Achievements in the field of thermal treatments 420
Réalisations dans le domaine des traitements thermiques 420
Leistungen im Bereich der Wärmebehandlung 420
Достижения в области термических обработок 421

VASILESCU, GH. :
Dezvoltarea industriei constructoare de mașini-unelte din Republica Socialistă România. 422
Development of Machine-tools Industry in the Socialist Republic of Romania 434
Le développement de l'industrie de la construction des machines-outils de la République Socialiste de Roumanie 434
Entwicklung der Werkzeugmaschinenindustrie in der Sozialistischen Republik Rumänien 434
Развитие промышленности станкостроения в Социалистической Республике Румынии 435

TURICU, O. ; GÜRTLER, C. și ANASTASIU, V. :
Realizări în construcția de utilaj petrolier pentru foraj-extracție în Republica Socialistă România. 436
Oilfield equipment. Drilling-extraction installations put out in the Socialist Republic of Romania 448
Réalisations dans la construction d'outillages pétroliers de la branche forage-extraction dans la République Socialiste de Roumanie 448
Leistungen im Bau von Erdölanlagen in Bereich Bohrung und Förderung in der Sozialistischen Republik Rumänien 448
Достижения конструкции нефтяного оборудования в области бурения—добычи в Социалистической Республике Румынии 449

MARCOVICI, M. :
Motoare diesel MB—820, MB—836 și utilizarea lor. 450
MB—820 and MB—836 Diesel Engines and their utilization 455
Moteurs diesel MB—820, MB—836 et leur emploi 455
MB—820 und MB—836 Dieselmotoren 456
Дузельные пвигатели MB—820. MB—836 456

MANOLESCU, E. ; IONESCU, GH. și JEKELIUS, H. :
Realizările industriei constructoare de automobile din România 457
The achievements of Romanian Automobile Industry 464
Les réalisations de l'industrie de l'automobile 465
Die Leistungen der Kraftwagenindustrie 465
Достижения автомобильной промышленности 465

CLAPONI, D. şi SCHENKER, G.: **Tractoare româneşti.** 467
Romanian tractors 473
Tracteurs fabriqués en Roumanie 473
Rumänische Traktoren 473
Румынские тракторы 474

HOLBAN, H. şi DUMITRACHE, I.: **Locomotive diesel cu puteri pînă la 1250 CP.** 475
1.250 HP Diesel Locomotives 485
Locomotives diesel à puissance jusqu'à 1 250 CV 485
Diesellokomotiven mit einer Leistung bis zu 1250 PS 486
Тепловозы мощностью до 1250 л.с. 486

BAKONYI, C.: **Realizări în domeniul construcţiei de vagoane.** 487
Achievements in freight car building 494
Réalisations dans le domaine de la construction des wagons 495
Leistungen im Bereich des Waggonbaus 495
Достижения в области вагоностроения 495

CONSTANTIN, G.: **Dezvoltarea industriei construcţiilor navale în România.** 497
Development of Shipbuilding in Romania 504
Le développement de l'industrie des constructions navales en Roumanie 505
Entwicklung der Schiffbauindustrie in Rumänien 505
Развитие судостроительной промышленности в Румынии 506

CALOTIŢĂ, M.: **Maşini agricole.** 507
Romanian Agricultural Machinery 513
Machines agricoles 513
Landmaschinen 514
Сельскохозяйственные машины 514

MARINESCU, I.; TEIŞAN, I.; GHERMAN, M. şi ILIESCU, N.: **Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transportat uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economiei naţionale.** 515
Development of hoisting equipment and transport within plants, research and design work covering the requirements of the national economy 522
Le développement de la production des machines à élever et à transporter dans les usines, activité de recherche et d'élaboration de projets qui assure la satisfaction des demandes de l'économie nationale 522
Die Entwicklung der Produktion von Hebemaschinen und Anlagen für den Werkverkehr, Forschungs-und Entwicklungstätigkeit für die Gewährleistung des Volkswirtschaftsbedarfs 523
Развитие производства внутризаводских подъемных и транспортных машин, исследовательская и проектная деятельность, обеспечивающая требования народного хозяйтва 523

ILIESCU, L. şi IONESCU, V.: **Din realizările Intreprinderii Optica Română.** 524
Achievements of the „Romanian Optical Enterprise" 532
Réalisations de l'Entreprise d'Optique Roumaine 532
Leistungen des Betriebs „Optica Română" 533
Из достижений завода оптических приборов—IOR 533

RENERT, M.; MUSCAN, A. şi COBAN, B.: **Corpuri de presiune înaltă pentru industria chimică.** 534
High pressure bodies for the chemical industry 541
Récipients de haute pression pour l'industrie chimique 541
Hochdruckkörper für die Chemieindustrie 541
Высоконапорные корпуса для химической промышленности 541

TOMUŢĂ, AL.: **Cartea tehnică în Expoziţie.** 542
The Technical Book at the Exhibition 543
Le livre technique à l'Exposition 544
Das technische Buch in der Ausstellung 544
Техническая книга на Выставке 544

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU

Cu prilejul expoziţiei realizărilor economiei naţionale

Ing. Ion CRIŞAN
— director general al Direcţiei generale tehnice — M. I. C. M.

Prezenţa industriei constructoare de maşini la Expoziţia Realizărilor Economiei Naţionale 1969 rezumă, mai sugestiv decît cifrele statistice, aspectul general al unei etape semnificative în drumul laborios pe care muncitori şi cadre din uzinele prelucrătoare de metal transformă în realitate politica de desfăşurare a construcţiei socialiste a patriei noastre.

Paginile ce urmează, ale acestei reviste, caută — în mod incomplet — să fixeze acest rezumat în date şi în imagini care vorbesc singure şi nu necesită prezentare. O încercare de sinteză ar trebui să reflecte cîteva tendinţe de bază şi rezultatele lor evidente. În primul rînd, puternica diversificare *a producţiei. Dezvoltată armonios, industria noastră constructoare de maşini se afirmă în toate domeniile în care avîntul multilateral al întregii noastre economii, marea varietate a condiţiilor materiale de care dispune ţara, au făcut necesară prezenţa maşinilor şi instalaţiilor industriale. În al doilea rînd, succesele obţinute în atacarea şi rezolvarea unor probleme de înaltă complexitate tehnică, în* promovarea cu curaj a ceea ce e nou în tehnică, *demonstrînd că munca organizată şi orientată bine se poate lipsi de sprijinul masiv al tradiţiei industriale. În al treilea rînd, competitivitatea, demonstrată pe un sortiment variat de maşini, de la cele mai simple la cele mai complicate, pe pieţe vecine şi îndepărtate, competitivitatea produselor industriei româneşti de maşini este un rezultat de maturitate.*

Dar, ceea ce s-a făcut pînă acum este mai puţin important decît ceea ce trebuie făcut de acum înainte; un prilej festiv ca E.R.E.N. 1969 consemnează o etapă, şi — mai mult decît atît — lasă să se întrevadă sarcinile de mîine, angajează la reflecţii asupra lor.

Dacă evoluţia de pînă acum confirmă contribuţia industriei constructoare de maşini la toate marile transformări tehnice din economie — în agricultură, electrificare, exploatarea petrolului şi gazelor, transporturi ş.a. — astăzi conexiunile inverse, activizate de dezvoltarea impetuoasă a economiei, exercită influenţe din ce în ce mai fine *asupra industriei constructoare de maşini, influenţe ale căror aspecte* calitative *sînt esenţiale. Aceste reacţii generează* domenii prioritare *în dezvoltarea industriei constructoare de maşini. Iată de exemplu situaţia în fabricaţia de maşini electroenergetice. Unele exponate demonstrează progresele, nivelul atins în fabricaţia de agregate hidraulice, bazat pe posibilităţi tehnice confirmate. Anii următori — însă — trebuie să marcheze un progres similar în fabricaţia de agregate termoenergetice de puteri mari, pentru care însemnate mijloace materiale şi munca unui însemnat corp de specialişti sînt puse în operă.*

Dezvoltarea industriei chimice este o transformare specifică României moderne. Programul de viitor în acest domeniu trebuie susţinut în toată amploarea lui de industria constructoare de maşini. Contribuţia ei trebuie să depăşească evaluările în tone şi să rezolve probleme fundamentale de dotare cu utilaje şi linii tehnologice, pentru care echipamentul uzinelor de specialitate şi experienţa sporită a cadrelor reprezintă posibilităţi în continuă ascendenţă.

Dezvoltări prioritare necesită şi alte domenii în care numai prin fabricarea în ţară a principalelor grupe de maşini şi instalaţii de care depinde progresul cantitativ şi calitativ al producţiei, se poate asigura trecerea pe o treaptă superioară de productivitate şi rentabilitate. Ne referim, de exemplu, la utilajele pentru industria alimentară, ale cărei condiţii naturale de dezvoltare în ţara noastră sînt prea evidente, sau la cele pentru producerea materialelor de construcţii şi industriei construcţiilor în general, cu contribuţie hotărîtoare la amplificarea investiţiilor şi la sporirea bunăstării populaţiei.

Toate aceste „priorităţi" nu trebuie să posteriorizeze eforturile de modernizare şi diversificare a producţiei la toate acele maşini şi utilaje care, fie că şi-au creat deja un nume pe piaţa internă şi externă, fie că reprezintă abia realizări recente, trebuie să se menţină prezente *în competiţia tehnică mondială.*

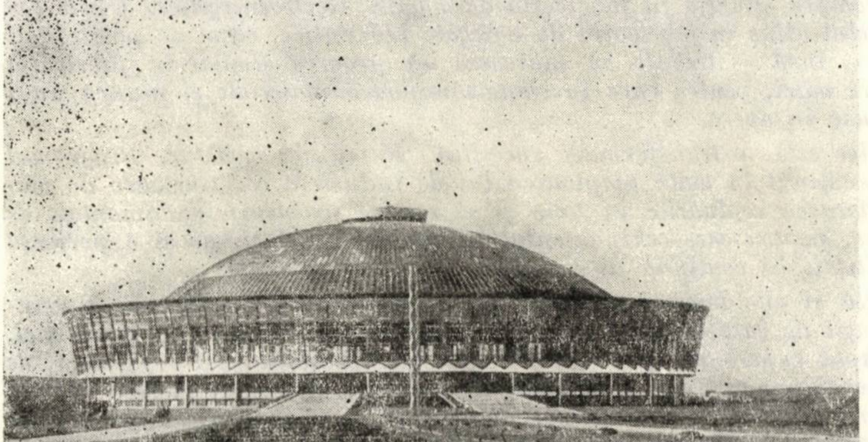
Dintre numeroasele condiţii care stau la baza acestui program, cele care se ocupă de perfecţionarea continuă a activităţii de concepţie tehnică merită o deosebită subliniere. Oricît de interesante ar fi unele succese pe această linie, de exemplu în domeniul utilajului petrolier sau al tractoarelor, *nu trebuie scăpat din vedere faptul că efortul cel mai intens trebuie depus în continuare pentru a mări capacitatea de creaţie inginerească, în suprafaţă, în profunzime şi în randament.*

Un factor esenţial îl reprezintă reţeaua de institute de cercetări şi proiectări în care, în ultimii doi ani, s-au format mănunchiuri valoroase de cadre de specialitate. Concentrînd, pe lîngă conducerea centralelor industriale, principala bază materială şi de cadre de cercetători şi proiectanţi, dezvoltînd continuu această bază cu ajutorul unor investiţii însemnate, grupurile industriale care produc utilaje complexe, pe baza unei cooperări largi între uzine, dispun de organizaţii de concepţie structurate modern, capabile să asigure producţiei un avînt continuu.

Două sînt sarcinile principale ale acestor organizaţii. Prima, de a contribui direct şi imediat, prin realizarea de noi modele de maşini, la diversificarea, perfecţionarea calitativă şi competitivă a producţiei curente. Nu trebuie neglijat rolul de stimulator al noului pe care trebuie să-l aibă institutele de cercetări şi proiectări, în condiţiile cunoscute în care introducerea noului cuprinde adeseori pentru unităţile de producţie nenumărate neajunsuri potenţiale. Organizaţiile noastre de cercetare şi proiectare sînt şi trebuie să fie capabile să pună la dispoziţia fabricii, nu „soluţii teoretice" şi nici kilograme de hîrtie desenată, ci modele noi de produse, verificate în cele mai complexe condiţii, ale căror performanţe să convingă singure şi să impună atît celor care le vor fabrica, cît şi celor care le vor folosi.

A doua sarcină se referă la viitorul mai îndepărtat. Marile succese ale tehnicii mondiale scot în evidenţă importanţa crescîndă a investigaţiei ştiinţifice de perspectivă, a cercetării aplicative ca valorificare relativ îndepărtată, fără de care orientarea pe termen lung a dezvoltării industriale nu capătă o fundamentare ştiinţifică completă. Contribuţia cercetării aplicative de perspectivă este hotărîtoare pentru crearea acelor programe de dezvoltare tehnică pe care se clădeşte cu autoritate progresul industrial. Institutele de cercetări şi proiectări reprezintă locul ideal pentru asigurarea „vitezei" acestor cercetări, datorită capacităţii lor de a concentra forţe însemnate în jurul temelor susceptibile de a fi exploatate cu eficienţă ridicată. Impulsuri noi în această activitate urmează să fie generate de colaborarea cu institute de cercetări tehnologice în domeniul chimiei de sinteză, în domeniul industriei alimentare, al materialelor de construcţii ş.a., integrînd cercetarea de noi utilaje într-un proces amplu de progres tehnologic dirijat. În acest cadru se observă, de asemenea, crearea unui vast cîmp de afirmare a rezultatelor obţinute în cercetarea pură de eminenţi savanţi români.

Iată cîteva gînduri cărora maşinile şi instalaţiile expuse le pot servi drept confirmare şi impuls.



Pavilionul Expoziţiei realizărilor economiei naţionale

On the occasion of the Exhibition devotet to the achievements of national economy

I. CRIŞAN
— General Manager of the General Technical Department of the Ministry of Machine-Building

The presence of the machinebuilding industry at the Exhibition of the Achievements of the National Economy (Bucarest 1969) illustrates in a much more impressive way than statistical data the general outlook of a significant stage on the way towards turning to reality the policy of socialist construction in our country.

In the pages of our Review, we try to present these achievements in brief, by means of figures and illustrations that speak for themselves and need no further explanations. Our attempt to draw up a synthesis aim at reflecting some basic trends and their evident results. First comes the strong diversification of production. On account of its well balanced development, our machinebuilding industry asserts itself in all fields where the manysided upsurge of our economy as a whole and the great variety of material resources of our country have made the presence of industrial machinery and equipment necessary. Second to this come the successes reached in tackling and solving technical problems of a high complexity degree, in courageously promoting what is new in the technical field, in showing that a well organised and directed work can very well do without the strong support of industrial tradition.

In the third place, the competivity of the romanian machinery on close-by as well as far-off markets, confirmed by a wide range of items, is the result of a development process that has reached the maturity stage.

But what has been done by now is less important than what must be done from now on. The Exhibition is an opportunity to record a stage already reached and, moreover, it allows us to outline the future tasks and invites us to think them over.

If the stage that was reached testifies to the contribution of the machinebuilding industry to the important technical achievements of agriculture, transportation etc., the reverse connections, intensified at present by the rapid economic development, exert an ever stronger influence on the machinebuilding industry, an influence which has certain outstanding features as far as quality is concerned.

These reactions lead to the appearance of priority sectors in the development of the machinebuilding industry. Let us take as an example the manufacturing of electrical equipment. Some of the exhibited items testify to the progress, the level that has been reached in manufacturing hydraulic aggregates on the basis of confirmed technical potentials. The coming years must however score a similar progress in the manufacturing of high-power thermoenergetical aggregates, to which purpose important funds and material means are assigned, as well as an important number of specialists. The development of the chemical industry is an achievement of modern Romania. The prospects of this industrial branch must be wholly and thoroughly supported by the machinebuilding industry. Its contribution must surpass the quantity estimations and solve the basic problems of endowing the chemical industry with machinery and technological lines, for which the specialised enterprises and the rich experience of the working people constitute ever increasing resources.

Priority is also required by other economic branches, for which only the home manufactured machinery and equipment, on which the quality and quantity advance of industry depends, can ensure the access to a higher degree of productivity and profit. We refer, for instance, to the machinery for the foodstuff industry, for which the favourable natural conditions of development in our country are obvious or to the equipment for manufacturing building materials and to the building-industry as a whole, which contribute in a conclusive way to an enlarged reproduction of the invested funds and to raising the welfare of the working people.

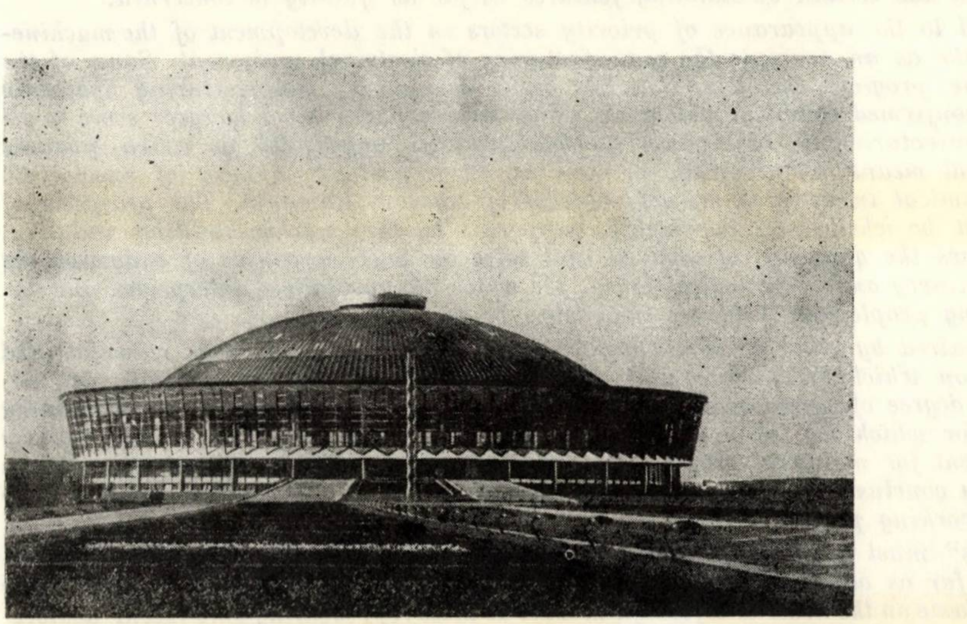
All these „priorities" must not lead to postponing the efforts for the modernization and diversification of production as far as all types of machinery and equipment are concerned, as well those which have already won a fame on the home and foreign market as those representing only recent achievements, a production that must maintain its presence within the international technical competition drive.

From the conditions underlaying this program, the ones related to the continuous improvement of the technical design activity deserve a special attention. However interesting certain achievements in this field might be, for instance those obtained in the industry of the oil-field equipment, in the manufacturing of tractors, we must not lose sight of the fact that the strongest effort must be made also from now on to increase the engineering creative capacity as far as the variety of products, their quality and their productivity are concerned.

An essential factor to ensure these requirements is the existence of a wide network of research and design institutes where highly qualified specialists have been trained during the last two years. Owing to the fact that the main material basis and the technical staff of research and design workers is concentrated around the management of the industrial units, to the continuous development of this material basis by means of important investments, the industrial plants manufacturing complex machinery on the basis of a wide scale cooperation between various works have at their disposal design units with a modern structure, which are able to ensure production an uninterrupted upsurge.

These units have been assigned two major tasks. The first is to bring a direct and immediate contribution to the quality improvement of current production, this reaching a higher competitive potential, by realising new types of machines. We must also not neglect the stimulent part which the research and design institutes must play, under the well-known conditions that make so often the fact of introducing something new so loaded with potential difficulties. Pure research and design institutions are and must be able to put at the disposal of the industry neither ,,theoretical solutions" nor pounds and pounds of sketches but new patterns of machines, tested under all necessary conditions and the performances of which are convincing by themselves, making these new types of equipment acceptable as well to the manufacturers as to the utilizers.

The second task concerns a more remote future. The great achievements of the world technique emphasize the increasing importance of the perspective scientific research, of the prospective research with comparatively far-off prospects of being put into practice, without which the long-term guidance of the industrial development is deprived of any full scientific substantiation. The contribution of the prospective applicative research is decisive for setting up such development programs that make up a solid basis for further industrial progress. The research and design institutes are the ideal place ensuring the required ,,speed" of the research work, on account of their ability to concentrate important forces on the matters that could be turned to account with a high degree of efficiency. Fresh impulse to this activity should come from the cooperation with institutes of technological research in the field of synthetic chemicals, in the foodstuff industry, in the industry of building materials etc., thus integrating the ressearch creation of new machines in a large process of controlled technological progress. In this connection, we can also notice that the results obtained by prominent romanian scientists in their scientific research are offered wide opportunities of being put into practice. Here are some thoughts for which the exhibited machinery and equipment may serve as a confirmation and as an impulse for future achievements.



The Exhibition of the Achievements of the Nationl Economy

CZ 621.74

TEHNOLOGII ŞI UTILAJE DE TURNĂTORIE

Ştefan TEODORESCU
– Ing. consilier I.C.T.C.M. – Bucureşti

Contribuţia turnătoriilor la crearea mijloacelor de producţie este hotărîtoare în aşa măsură încît în prezent cu greu se mai pot concepe maşini, instalaţii sau utilaje fără piese turnate. Datele statistice arată că piesele turnate reprezintă în medie 40—50% din greutatea maşinilor şi 30—40% din preţul de cost al acestora. Producţia de piese turnate creşte de la an la an pe măsura dezvoltării industriei, atît din punct de vedere cantitativ cît şi, mai ales, din punct de vedere calitativ şi al performanţelor pe care trebuie să le atingă.

În anii construcţiei socialismului, în ţara noastră, dezvoltarea turnătoriilor a urmat un drum ascendent; producţia de piese turnate din fontă a crescut în anul 1965 de 6,5 ori faţă de producţia anului 1938, iar producţia de piese turnate din oţel, a crescut în aceeaşi perioadă, de 17 ori.

Ritmul mediu anual de creştere care s-a realizat în perioada 1966—1968 a fost de 14,6% în turnătoriile întreprinderilor constructoare de maşini. Necesităţile anului 1970 apar în tabela 1.

Pentru realizarea unei creşteri atît de însemnate a pieselor turnate, în cadrul industriei constructoare de maşini au fost înfiinţate turnătorii noi, sau au fost modernizate turnătoriile existente, prin dotarea cu utilaje şi instalaţii moderne cu un înalt grad de mecanizare.

Pentru a ilustra cele afirmate, se prezintă mai jos turnătoriile de piese din ţară pe capacităţi unitare (tf/an): turnătorii de fontă cenuşie şi nodulară (tabela 2), turnătorii de fontă maleabilă (tabela 3), turnătorii de oţel (tabela 4) şi turnătorii de metale neferoase (tabela 5).

Astfel, dacă în 1938 nu exista nici o linie mecanizată în turnătorii, astăzi, în turnătoriile de fontă, oţel sau neferoase ale M. I. C. M. există zeci de linii de formare, turnare, dezbatere şi curăţire mecanizate, ceea ce a condus atît la uşurarea condiţiilor de muncă cît şi la obţinerea unei productivităţi sporite şi a unei calităţi îmbunătăţite a pieselor turnate. Au fost experimentate şi introduse procedee şi utilaje tehnologice noi, s-au folosit materiale cu caracteristici îmbunătăţite şi s-au întreprins acţiuni susţinute pentru rentabilizarea turnătoriilor prin reducerea consumului de metal, sporirea productivităţii, îmbunătăţirea calităţii, specializarea cadrelor şi întărirea disciplinei tehnologice.

Faţă de dezvoltarea pe plan mondial a industriei constructoare de mijloace de producţie este

Tabela 1

Piese turnate	Necesar în 1970	Creştere faţă de 1965	Capacităţi noi
oţel	188 000 t	58%	21%
fontă	475 000 t	47%	28%
neferoase	52 000 t	52%	15%
fontă maleabilă	18 000 t	41%	29%
precizie	2 000 t	44%	50%
Total	753 000 t	—	—

Tabela 2

Capacitate unitară tf/an	1965		1970 *)	
	Numărul turnătoriilor	%	Numărul turnătoriilor	%
Sub 1 000	20	33,4	16	28,6
1 000–3 000	20	33,4	12	21,5
3 000–10 000	15	25,0	19	34,0
10 000–20 000	1	1,6	3	5,3
20 000–30 000	3	5,0	3	5,3
Peste 30 000	1	1,6	3	5,3
Total	60	100	56	100

*) Date aproximative

Tabela 3

Capacitatea unitară tf/an	1965		1970 *)	
	Numărul turnătoriilor	%	Numărul turnătoriilor	%
Sub 1 000	4	67,0	3	50,0
1 000–3 000	1	16,5	1	16,5
Peste 3 000	1	16,5	2	33,5
Total	6	100,0	6	100,0

*) Date aproximative.

Tabela 4

Capacitatea unitară tf/an	1965		1970 *	
	Numănul turnătoriilor	%	Numărul turnătoriilor	%
Sub 1 000	1	6,1	—	—
1 000–3 000	5	31,3	4	22,2
3 000–10 000	5	31,3	6	33,3
10 000–20 000	5	31,3	6	33,5
Peste 20 000	—	—	2	11,2
Total	16	100	18	100

*) Date aproximative.

necesar ca aceste tendinţe să capete un impuls mai mare, un mers organizat şi o capacitate de creaţie complexă, capabilă să asigure un salt calitativ important la nivelul sarcinilor trasate de conducerea partidului.

Tabela 5

Capacitatea unitară tf/an.	1965		1970 *)	
	Numărul turnătoriilor	%	Numărul turnătoriilor	%
Sub 100	35	56,5	28	48,4
100—500	16	25,8	18	31,0
500—1 000	8	12,9	1	1,7
1 000—2 000	1	1,6	7	12,0
2 000—4 000	2	3,2	3	5,2
Peste 4 000	—	—	1	1,7
Total	62	100	58	100

*) Date aproximative.

Ţinînd seama de toţi factorii obiectivi şi subiectivi care intervin în activitatea şi procesele tehnologice din turnătorii se constată o accentuată tendinţă pentru îmbunătăţirea calităţii formei de turnare, ceea ce se traduce în primul rînd prin:

— creşterea preciziei dimensionale cu consecinţele directe în ce priveşte reducerea adaosurilor de prelucrare şi a grosimii pereţilor pieselor turnate;

— creşterea calităţii suprafeţei pieselor, respectiv îmbunătăţirea aspectului comercial pentru suprafeţele ce nu suferă prelucrări ulterioare prin aşchiere.

Abstracţie făcînd de unele metode speciale de fabricaţie ca turnarea sub presiune, în cochilii, centrifugat etc., se menţionează pe scurt căile care conduc spre materializarea tendinţelor amintite mai sus.

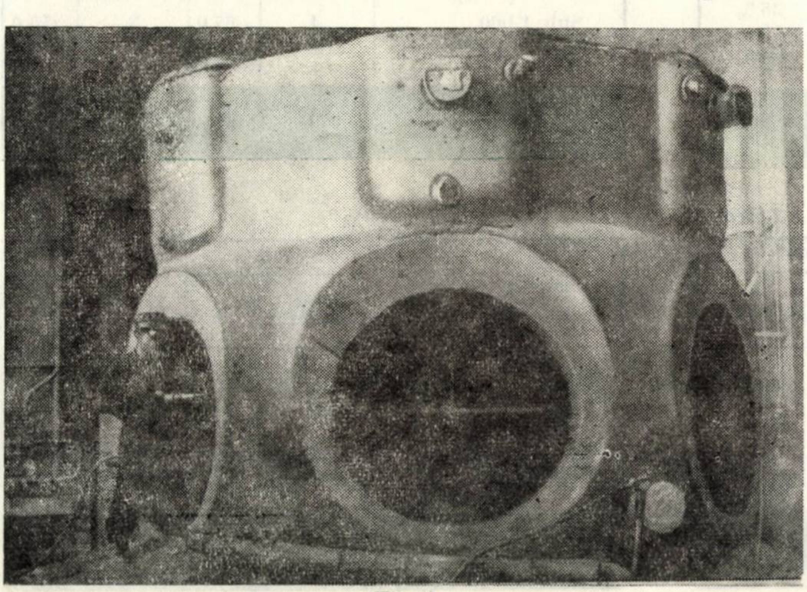


Fig. 1

Pentru asigurarea unei precizii dimensionale sporite este evident că trebuie să se recurgă la metode care permit obţinerea unor cavităţi ale formelor cu cote cît mai exacte şi, de asemenea, a unor miezuri cu configuraţie şi abateri minime faţă de cotele din desene; pentru asigurarea unor suprafeţe de calitate superioară, în afara utilizării unor nisipuri cu granulaţie adecvată, se poate recurge la acoperirea suprafeţelor active cu pudre sau vopsele.

Metodele moderne aplicate pentru obţinerea cavităţilor exacte ale formelor de turnătorie se clasifică, după felul fabricaţiei, în metode de serie sau metode de fabricaţie individuală.

În cazul fabricaţiei de serie se aplică:

— formele coji — cu şi fără plan de separaţie destinate pieselor mici, de precizie foarte ridicată;

— formele crude, cu grad mare de îndesare destinate pieselor mici şi mijlocii;

— formele executate din miezuri exterioare pentru piese de orice dimensiune cu configuraţia exterioară complicată;

— formele uscate superficial în flux, destinate în special pieselor de dimensiune mijlocie.

Pentru fabricaţia individuală pot fi amintite:

— formele întărite cu CO_2 pentru piese mici, mijlocii şi mari;

— formele cu amestecuri autoîntăritoare destinate tuturor categoriilor de piese.

Pentru execuţia miezurilor cu dimensiuni exacte, matriţele aplicate permit întărirea miezului în cutia în care a fost îndesat înainte de demulare, şi anume:

— amestecuri întărite cu CO_2, destinate îndeosebi miezurilor de dimensiuni mari pentru piesele turnate din oţel;

— amestecuri autoîntăritoare pe bază de uleiuri sicative, sau lianţi furanici, destinate unei game foarte largi de miezuri pentru fabricaţia individuală sau serie mică;

— amestecuri termoreactive, utilizînd cutii de miezuri calde, destinate fabricaţiei de piese mici în serie şi masă.

Trecînd în revistă aceste metode moderne de fabricaţie a formelor şi miezurilor, care constituie rezultatul activităţii de cercetare a institutelor şi grupelor de cercetare uzinale, se poate uşor constata înaltul progres tehnic realizat în turnătorii, atît de necesar în stadiul actual de dezvoltare a industriei constructoare de maşini.

Înzestrarea turnătoriilor cu utilaje de înaltă productivitate a permis pentru prima dată la noi în ţară formarea şi turnarea unor piese de greutate deosebită. Astfel, se pot menţiona: rotorul turbinei şi paleta rotorului turbinei KAPLAN pentru hidrocentrala de la Porţile de Fier, piese cu un gabarit şi cu o greutate deosebit de mare. Rotorul turbinei (fig. 1) în greutate de 200 t, piesa brut turnată cîntărind 160 t şi paleta turbinei KAPLAN (fig. 2 — tehnologia de formare şi fig. 3 — piesa brută turnată) cu un gabarit de 5 300 × 3 500 mm — secţiunea neuniformă pornind de la grosimea de 500 mm imediat sub flanşe pentru a avea sub 100 mm la vîrful paletei, în greutate de 37 t, iar piesa brut turnată 21 tf — au fost realizate de Uzina de maşini grele — Bucureşti în colaborare cu ICTCM.

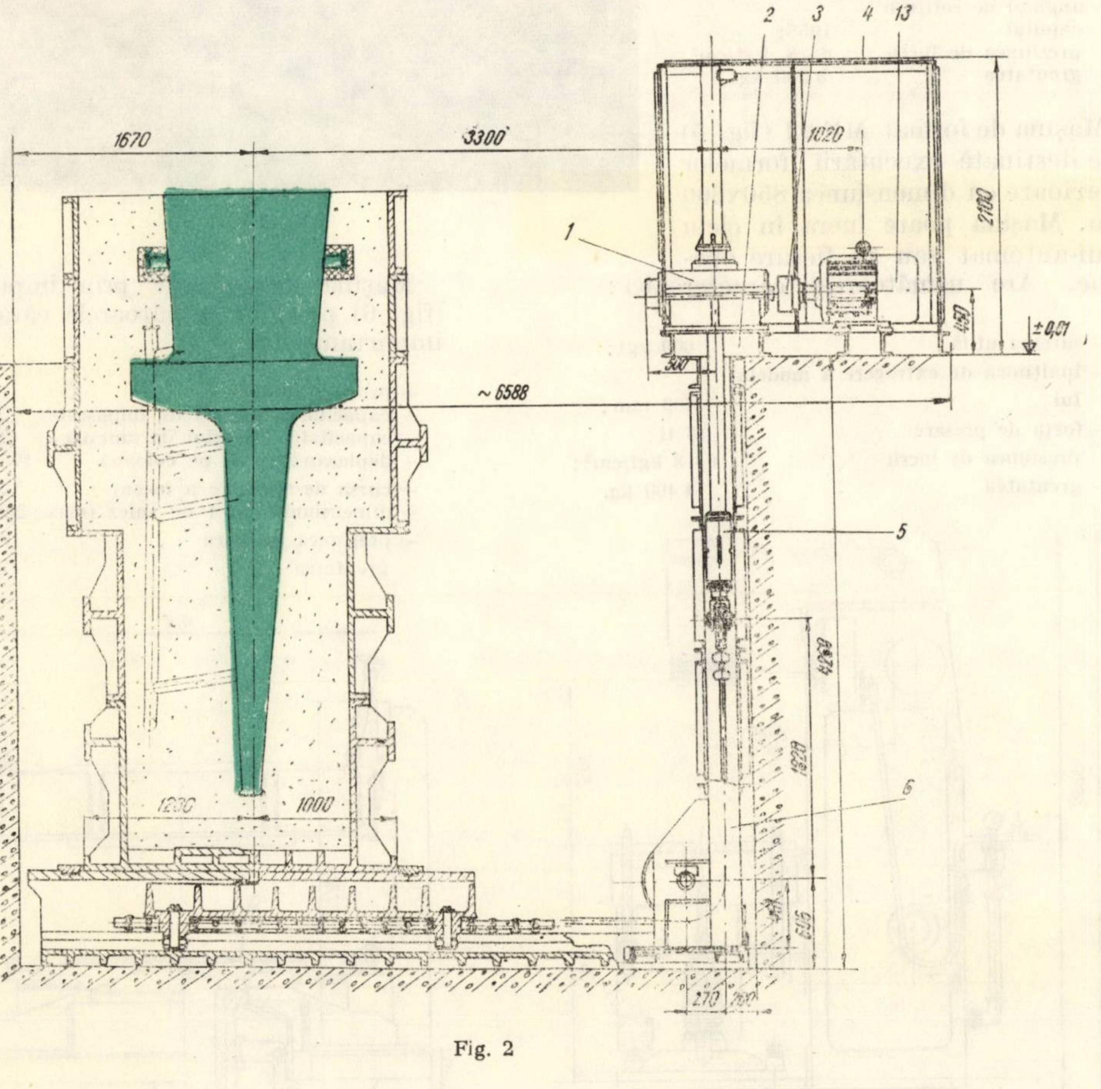


Fig. 2

În paralel cu unele probleme tehnologice menţionate mai sus, se ridică din ce în ce mai acut problema maşinilor şi utilajelor pentru mecanizarea şi automatizarea pieselor de lucru în turnătorii. Maşinile sînt considerate la ora actuală drept condiţie esenţială a muncii industriale eficiente, iar progresul în turnătoriile noastre depinde în mare măsură de rezultatele introducerii acestora. Performanţele cantitative şi de productivitate ale utilajelor decid direct calitatea şi preţul de cost al pieselor turnate. Liniile mecanizate de formare — turnare funcţionează astăzi în ţară, concepute cu forţe proprii şi în mare măsură dotate cu utilaje de concepţie românească.

Acest lucru arată o maturitate în concepţie şi execuţie şi o încredere în forţele interne, bazată pe experienţa reală obţinută în uzinele noastre, în paralel cu utilajele importate. Acest lucru dă garanţia obţinerii unei eficienţe economice sporite pentru a putea asigura pe viitor piese turnate la un preţ de cost cît mai scăzut.

Dintre aceste utilaje se amintesc cele mai importante.

Maşina de format MF-13, acţionată hidropneumatic (fig. 4) cu comandă pentru fiecare operaţie sau în ciclu automat, prezintă următoarele caracteristici:

— dimensiunile maxime ale ramei de formare	850 × 600 mm;
— sarcina utilă	400 kgf;
— înălţimea de ridicare a ştiftului	250 mm:
— forţa de presare	6,3 tf;
— cursa de presare	130 mm;
— unghiul de rotire a capului	105°;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²;
— greutatea	3 300 kg.

Maşina de format MF-22 (fig. 5) este destinată executării formelor inferioare cu dimensiunea 850x600 mm. Maşina poate lucra în ciclu semi-automat sau pe fiecare operaţie. Are următoarele caracteristici:

— sarcina utilă	600 kgf;
— înălţimea de extragere a modelului	400 mm;
— forţa de presare	13 tf;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²;
— greutatea	4 400 kg.

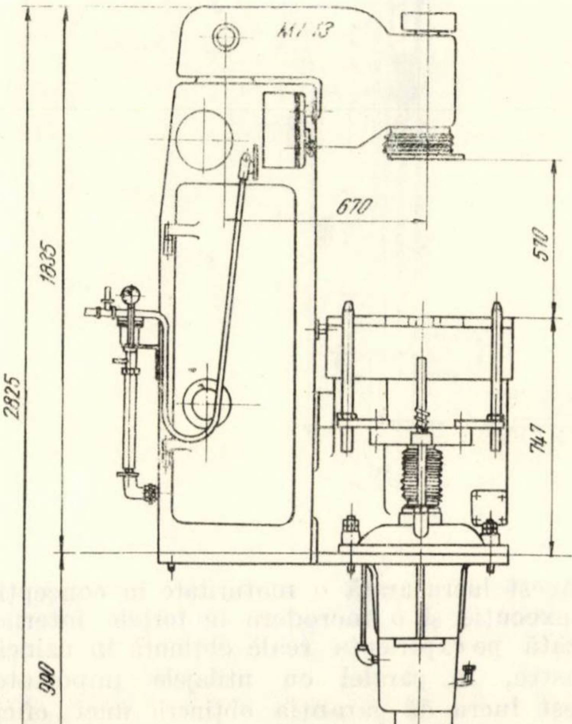


Fig. 4

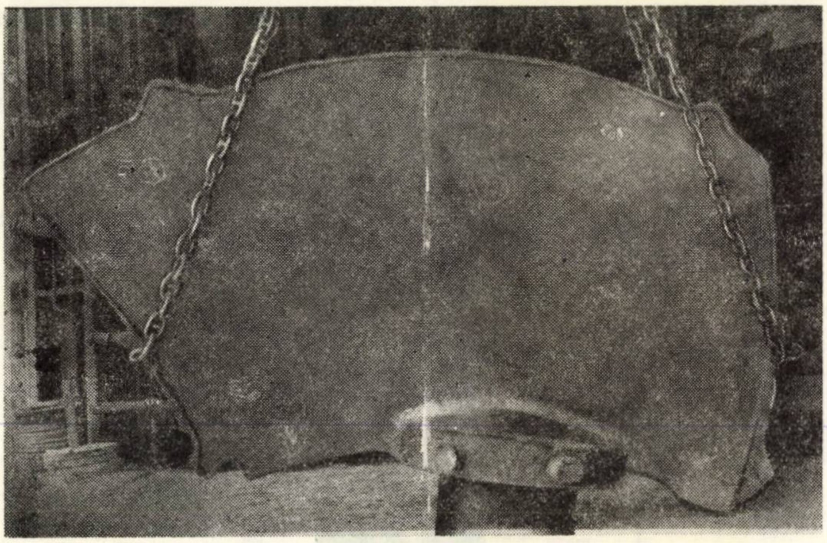


Fig. 3

Maşina de miezuit prin împuşcare MI—2 (fig. 6) prezintă următoarele caracteristici mai importante:

— productivitatea	180 miezuri/oră;
— capacitatea tubului de împuşcare	2,5 l;
— capacitatea silozului de amestec	20 l;
— deplasarea mesei pe coloană	175 mm;
— cursa de stringere a mesei	30 mm;
— dimensiunile cutei de miez (max.)	280 × 225 × 175 mm;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²;
— greutatea	280 kg.

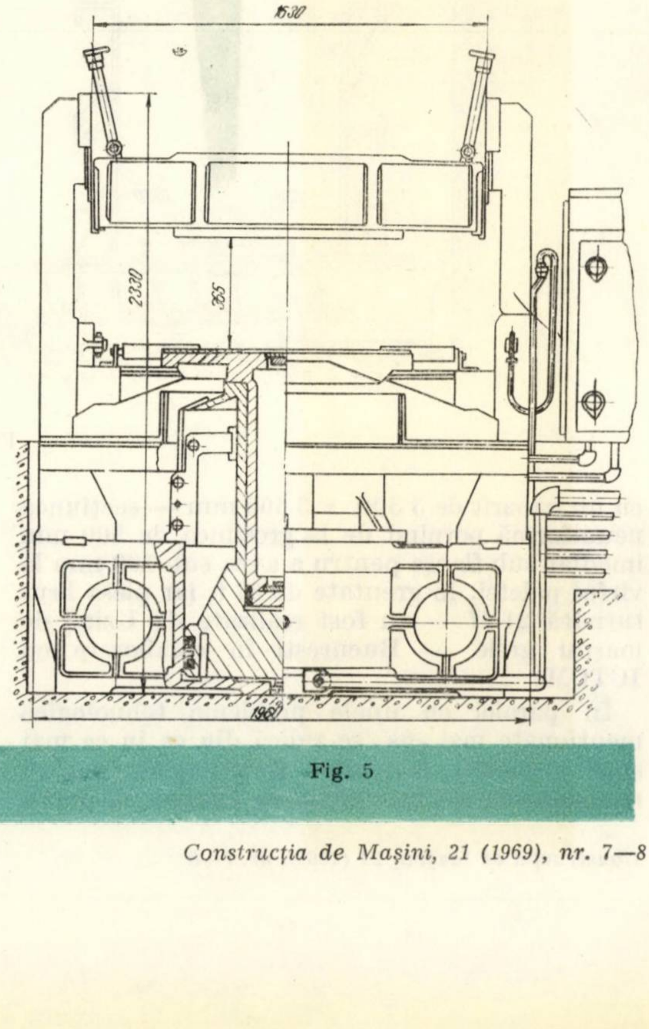


Fig. 5

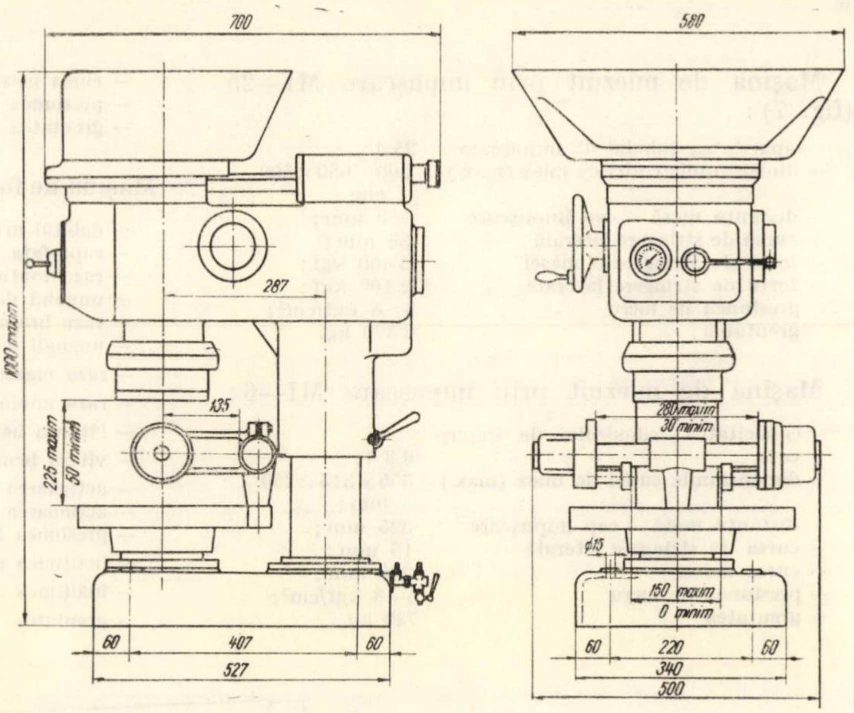

700
580
287
1030 maxim
225 maxim
50 minim
135
280 maxim
30 minim
115
150 maxim
0 minim
60
407
60
527
60
220
60
340
500

Fig. 6. Mașina de miezuit prin împușcare MI-2

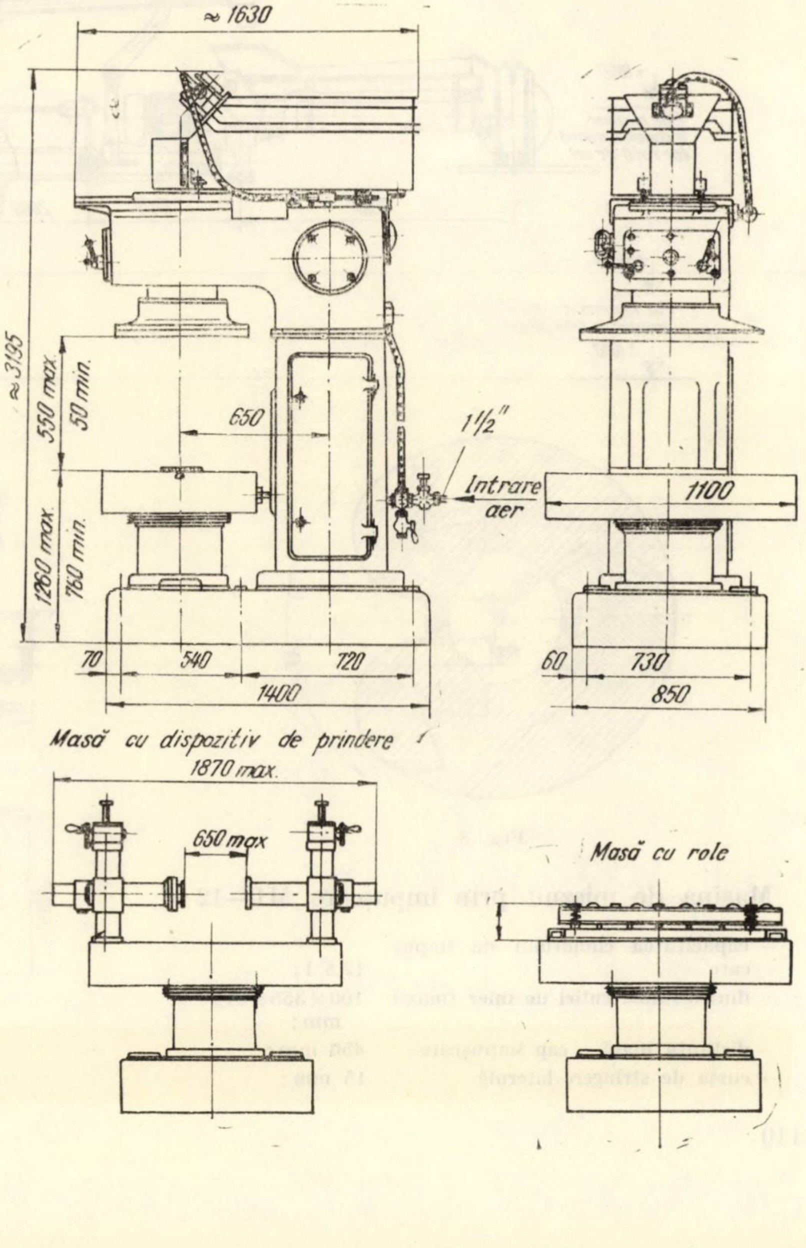

≈ 1630
≈ 3195
550 max.
50 min.
650
1½"
Intrare aer
1100
1260 max
760 min.
70
540
720
1400
60
730
850
Masă cu dispozitiv de prindere
1870 max.
650 max
Masă cu role

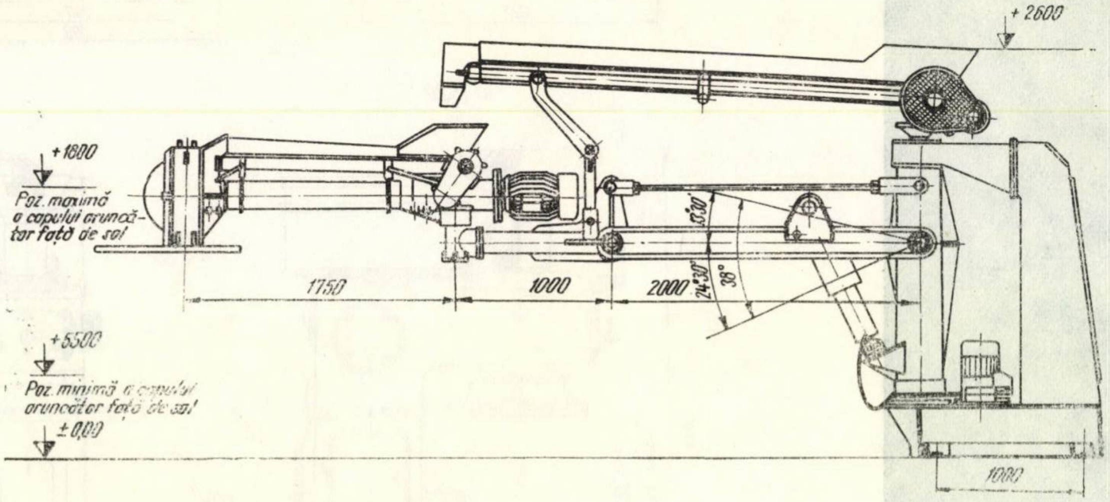
Fig. 7. Mașina de miezuit prin împușcare MI-25

Maşina de miezuit prin împuşcare MI—25 (fig. 7) :

— capacitatea tubului de împuşcare	25 l;
— dimensiunile cutiei de miez (max.)	800 × 650 × 500 mm;
— distanţa masă — cap împuşcare	550 mm;
— cursa de strîngere laterală	30 mm;
— forţa de strîngere a mesei	5 400 kgf;
— forţa de strîngere laterală	2 100 kgf;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²;
— greutatea	2 370 kg.

Maşina de miezuit prin împuşcare MI—6 :

— capacitatea cilindrului de împuşcare	6,3 l;
— dimensiunile cutiei de miez (max.)	355 × 315 × 250 mm;
— distanţa masă — cap împuşcare	325 mm;
— cursa de strîngere laterală	15 mm;
— cursa mesei	265 mm;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²;
— greutatea	720 kg.


+2600
+1800
Poz. maximă a capului aruncător faţă de sol
1750
1000
2000
24°30'
38°
30°
+5500
Poz. minimă a capului aruncător faţă de sol
±0,00
1000

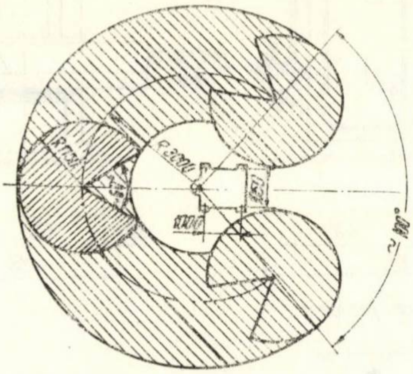

R 3000
R 1750
1000
~180°

Fig. 8

Maşina de miezuit prin împuşcare MI—12 :

— capacitatea cilindrului de împuşcare	12,5 l;
— dimensiunile cutiei de miez (max.)	100 × 355 × 315 mm;
— distanţa masă — cap împuşcare	450 mm;
— cursa de strîngere laterală	15 mm;
— cursa mesei	450 mm;
— presiunea de lucru	6—8 kgf/cm²
— greutatea	1 100 kg.

Maşina de format prin aruncare MI—52 (fig. 8) :

— debitul aruncătorului	12 m³/h;
— suprafaţa de formare acoperită	45 m²;
— raza braţului mare	3 000 mm;
— unghiul de rotire al braţului mare	260°;
— raza braţului mic	1 750 mm;
— unghiul de rotire al braţului mic	300°;
— raza maximă a maşinii	4 750 mm;
— raza minimă a maşinii	1 700 mm;
— lăţimea benzilor de transport	250 mm;
— viteza benzilor	2 m/s;
— acţionarea capului pe orizontală	manuală;
— acţionarea pe verticală	hidraulică;
— presiunea în reţeaua hidraulică	45—60 kgf/cm²;
— înălţimea maximă a capului	1 800 mm;
— înălţimea minimă a capului	550 mm;
— greutatea	2 100 kg.

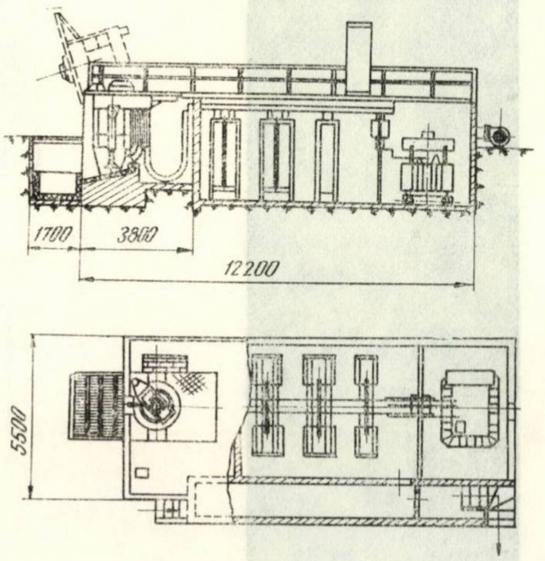

1700
3800
12200
5500

Fig. 9

Cuptor cu inducţie de 3,5 t (fig. 9):

— capacitatea	3,5 t;
— productivitatea la topire	0,9—1,3 t/h;
— productivitatea în Duplex	3—4 t/h;
— puterea la inductor	660 kW;
— puterea la racord	100 k.V.a.;
— frecvenţa	50 Hz;
— greutatea totală	22 t.

Însemnătatea pe care o are astăzi diversitatea produselor din turnătorii pentru cele mai diferite utilizări industriale şi de consum justifică creşterea producţiei şi consumului în anii construcţiei socialiste.

Se poate afirma că producţia turnătoriilor din cadrul construcţiilor de maşini, va îndeplini un rol principal în economia ţării. Aceasta explică grija pentru asigurarea unei productivităţi maxime şi pentru valorificarea resurselor de care dispune economia naţională.

DC 621.74

Casting technologies and implements

The paper presents the average annual rate of growth of foundries' production. The Machine Building Ministry has been steadily helping production expansion by the creation of cold cast installations and by the endowment of existent foundries with highly mechanized up-to date equipment and installations and by the assimilation of new technologies.

The use of constantly improved casting moulds has led to increase in dimensional precision of surfaces, hence improved commercial aspect of the surfaces that cannot undergo chipping processes.

Modern methods bound to yield high quality pieces are: Shells due to undergo repair of casting or not; highly compacted raw castings; superficially flux dried castings; castings containing self hardening mixtures; thermosetting mixtures using hot core boxes etc.

Keeping in mind the idea that high quality casting equipment is the prerequisite of efficient work in foundries the Institute for Technological Research in Machine Building (I.C.T.C.M.) has been constantly designing modern casting machinery of which some of the most representative are shown in figures 4—9. The technical features of some casting implements are presented too.

CD 621.74

Technologies et outillages pour fonderie

L'article présente le rythme d'accroissement moyen annuel dans les fonderies qui font partie du Ministère des Constructions de Machines, accroissement dû à l'inauguration de fonderies froides ou bien à la modernisation des fonderies existentes, qui ont été dotées avec des outillages et des installations modernes à degré élevé de mécanisation et par l'assimilation de nouvelles technologies.

Ce fait a été concrétisé par une tendance accentuée d'amélioration de la qualité du mode de fonte grâce auquel on a obtenu un accroissement de la précision dimensionale de la qualité des surfaces des pièces — respectivement de l'amélioration de l'aspect commercial des surfaces qui ne sont pas soumises à un usinage par rabotage en copeaux.

Les méthodes modernes appliquées en vue d'obtenir des pièces ayant des qualités spéciales sont : carapace avec ou sans plan de séparation, formes brutes à degré élevé d'entassement, les moules séchés superficiellement en flux, les moules remplis de mélanges autodurcissants, des sables de moulage thermoréactifs, en utilisant des boîtes à noyaux chaudes etc.

Suivant l'idée selon laquelle les machines de fonderie représentent la condition essentielle du travail efficient et que le progrès qui peut être réalisé dans nos fonderies dépend en grande partie des résultats de l'introduction de ces machines, l'Institut de Recherches technologiques — I.C.T.C.M. — élabore des projets pour les fonderies, dont les plus représentatifs sont présentés dans les figures no. 4—9. Dans l'article on traite ce chapitre en présentant les caractéristiques techniques de quelques outillages de fonderie.

DK 621.74

Technologien und Anlagen für Giessereien

Im Aufsatz wird auf die durchschnittliche Jahreszuwachsrate in den Giessereien im Rahmen des Ministeriums für Maschinenbau hingewiesen, die auf Grund des Baus neuer Giessereien oder der Modernisierung der bestehenden Einheiten, durch die Ausrüstung der Betriebe mit modernen, weitgehend mechanisierten Anlagen und die Einführung neuer Technologien verzeichnet wurde.

Hervorzuheben ist gleichzeitig der Trend nach einer Verbesserung der Qualität der Gussformen, wodurch die dimensionale Präzision und die Oberflächengüte der Erzeugnisse und letzten Endes das Aussehen der Werkteile die nicht einer nachträglichen Oberflächenbearbeitung unterzogen werden verbessert wird.

Zu den modernen Verfahren zur Qualitätsverbesserung der Erzeugnisse gehören : Schalenguss, Rohformen mit hohem Stampfgrad, Oberflächentrocknung der Formen im Fliessverfahren, Formen mit selbstabbindenden Zusätzen, thermoreaktive Gemische für Warmkernkästen usw.

In Anbetracht dessen, dass die Giessmaschinen eine wesentliche Voraussetzung für eine wirksame Arbeit, und der Fortschritt in der Giessereiindustrie in grossem Masse von der Einführung dieser Maschinen bedingt ist, hat das Institut für technologische Forschungen im Maschinenbau eine Reihe von Giessanlagen entwickelt, von denen die bedeutendsten beschrieben werden (Abb. 4—9). Gleichzeitig werden die technischen Kennzeichen einiger Giessanlagen dargelegt.

ДК 621.74

Технология и оборудование для литейного производства

В статье описывается темп среднегодового роста литейного производства в рамках Министерства Машиностроения в результате создания холодных литейных или модернизации существующих, оснащения современным оборудованием и установками с высокой степенью модернизации и ассимилирования новых технологий.

Это конкретизируется стремлением к улучшению качества литейной формы путем повышения точности размеров и качества поверхности деталей, то есть в улучшении торгового вида поверхностей, которые не подвергаются обработке резкой.

Современые методы, применеяемые для получения высококачественных деталей, следующие: литейные формы с разъемом или без разъема, сырые формы с высокой степенью уплотнения, поверхностно-сухие флюсующие формы, с самозатвердеваемыми смесями, термореактивные смеси с применением коробок с горячим стержнем и др.

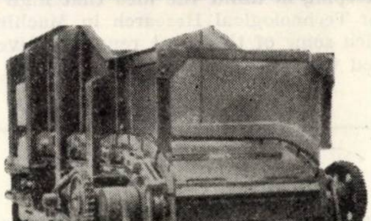
Исходя из того факта, что литейные машины являются главным условием надежности работы, а прогресс литейных цехов зависит в значительной мере от результатов их внедрения, I.C.T.C.M. — Институт технологических исследований по машиностроению проектирует литейное оборудование, из которого показано наиболее репрезентивное (рис. 4—9). В статье рассматривается этот раздел и приводятся технические характеристики некоторых литейных машин.

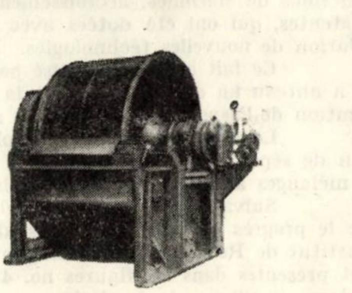
UZINA MECANICĂ DE MAŞINI ŞI UTILAJ MINIER BAIA-MARE

Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 2412 - 2414

Livrează, in mod curent utilaje de extracţie şi prepararea minereurilor neferoase cum sint
- diverse tipuri de alimentatoare
- site vibratoare şi ciururi
- clasoare spirale şi cu greblă
- celule de flotare şi filtre de vid
- agitatoare şi ingroşătoare
- diverse pompe antiabrazive
- culbutoare electrice şi automatizate
- colivii pentru maşinile de extracţie, vagonete de funicular şi instalaţii pentru manevrarea vagonetelor la rampa minei, precum şi scule de perforare - sfredele de mină şi capete detaşabile.

Pentru transportul uzinal şi pentru şantierele de construcţie execută şi livrează dumpere de 0,75 m³, cu cupa sau platformă.





CZ 621.785(09)

Realizări din domeniul tratamentelor termice

Ing. I. BURCIOIU şi ing. L. ZAMFIRESCU I.C.T.C.M. — Bucureşti

Pentru satisfacerea cerinţelor tot mai exigente impuse de progresele tehnicii moderne s-a generalizat utilizarea produselor metalice cu caracteristici mecanice şi proprietăţi fizico-chimice ridicate prin tratamente termice şi termochimice. Pentru a răspunde acestor cereri trebuie ca procedeele tehnologice şi utilajele de tratament termic să fie continuu perfecţionate să se caute noi procedee şi utilaje cu performanţe şi efecte economice superioare. Pentru atingerea acestui obiectiv în cadrul sarcinilor ce-i revin prin profilul său, I.C.T.C.M. a desfăşurat o susţinută activitate de cercetare şi proiectare pentru perfecţionarea tehnologiei de tratament termic şi respectiv dotarea cu utilaje la nivelul tehnicii actuale a uzinelor constructoare de maşini.

Dintre lucrările în domeniul considerat realizate de I.C.T.C.M. ale căror rezultate sînt sau urmează a fi folosite în producţie se prezintă exemplificativ următoarele:

— Îmbunătăţirea amestecurilor de săruri şi înlocuirea băilor de săruri pe bază de cianuri;

— Cromizarea locală a matriţelor;

— Concepţia şi execuţia unor cuptoare moderne de tratament termic şi termochimic.

Îmbunătăţirea amestecurilor de săruri şi înlocuirea băilor de săruri pe bază de cianuri.

Extinderea tratamentelor termice şi termochimice în băi de săruri a fost frînată, pe de o parte, de calitatea lor nesatisfăcătoare faţă de exigenţele actuale privind evitarea decarburării şi corodării pieselor şi, pe de altă parte, din cauza toxicităţii puternice datorită conţinutului de cianuri.

Pentru eliminarea acestor deficienţe s-au cercetat posibilităţile de îmbunătăţire a băilor de săruri obişnuite şi de înlocuire a amestecurilor de săruri pe bază de cianuri.

În prima acţiune s-au stabilit noi condiţii tehnice de compoziţie chimică, de puritate şi metode de control tehnic care au condus la un salt calitativ substanţial. Printre altele, este de remarcat condiţia şi metoda de control a viscozităţii băii, care pune în evidenţă îmbătrînirea amestecului de săruri. Metoda de control a viscozităţii la temperatura de lucru constă în cîntărirea cantităţii de sare topită care a pătruns într-un recipient imersat în baie, printr-un orificiu calibrat într-un timp determinat. Prin stabilirea condiţiilor tehnice de fabricaţie şi de recepţie a sărurilor de tratament termic şi termochimic s-a realizat un salt important calitativ. S-a redus sortimentul de săruri de tratament termic la un minim acoperitor al necesităţilor industriale.

Progresul cel mai important în acest domeniu îl constituie înlocuirea cianurilor din băile de săruri cu cianatul obţinut din uree. Aceasta are ca efect nu numai eliminarea toxicităţii şi avantajele economice, avînd în vedere că cianurile sînt materiale de import neeconomice, ci şi avantaje tehnologice. Se ştie că în cazul folosirii pentru tratamente termochimice a băilor de săruri pe bază de cianuri, este necesară o oxidare prealabilă a cianurii pentru a se crea condiţiile de cianurare, după reacţiile:

$$2\mathrm{Na\,CN} + \mathrm{O_2} + 2\,\mathrm{Na\,CNO}$$

$$2\,\mathrm{Na\,CNO} + \mathrm{O_2} = \mathrm{Na_2CO_3} + \mathrm{CO} + 2\mathrm{N}$$

$$2\,\mathrm{C\,O} = \mathrm{CO_2} + \mathrm{C}.$$

Pentru obţinerea acestei oxidări este necesară o durată de pregătire a băii de mai multe ore, fie aplicarea unor procedee de barbotare cu aer, care scurtează durata de oxidare.

În urma cercetărilor efectuate de I.C.T.C.M. s-a stabilit posibilitatea înlocuirii cianurilor din băile de săruri pentru tratamente termice cu cianat obţinut din uree şi carbonat de sodiu, prin următoarea reacţie care se produce la 400—500°C:

$$2\,\mathrm{CON_2H_4} + \mathrm{Na_2CO_3} = 2\,\mathrm{NaCNO} + \\ + 2\mathrm{NH_3} + \mathrm{CO_2} + \mathrm{H_2O}.$$

Folosind în amestecurile de săruri direct cianatul, nu mai este necesară o pregătire prealabilă a băii de săruri, putîndu-se trece imediat după încălzirea la temperatura tehnologic necesară, la executarea operaţiilor de tratament termic, respectiv termochimic.

În figura 1 este arătată relaţia dintre durata de menţinere la temperatura de 850°C şi adîncimea stratului cianizat la un oţel de tip OLC 15 într-o baie de săruri cu următoarea compoziţie chimică: 25% NaCNO (obţinut din uree + + carbonat de sodiu) + 40% NaCl + 35% $\mathrm{Na_2CO_3}$.

In figura 2 este arătată microstructura obţinută prin cianizare în baie de săruri pe bază de cianat de uree.

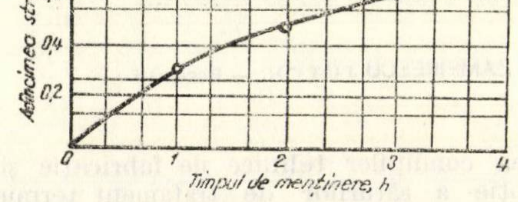


Fig. 1

Prin utilizarea cianatului obţinut din uree se poate înlocui cianura la toate procedeele de tratament termic şi termochimic.

Prin îmbunătăţirea calităţii amestecurilor de săruri pentru tratamentul termic şi prin înlocuirea cianurii din compoziţia acestora cu cianat obţinut din uree s-a îmbunătăţit calitatea pieselor şi se realizează economii de ordinul 10—20%, ca urmare a preţului de cost mai redus al amestecului de săruri indigene, eliminîndu-se importul de cianură.

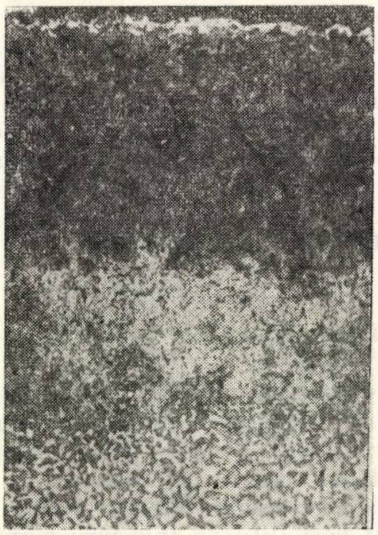


Fig. 2

În urma aplicării procedeului la Uzina mecanică — Cugir, uzina Automecanica — Sibiu, Uzina de piese auto — Colibaşi şi la întreprinderea Frigotehnica — Bucureşti, s-a realizat în anul 1968 o economie de valută de circa 270.000 lei prin reducerea importului de cianură. S-au eliminat restricţiile şi măsurile de securitate a muncii, obligatorii la transportul şi manevrarea cianurii, şi s-a redus gradul de toxicitate în timpul procesului tehnologic.

Procedeele tehnologice de tratamente termice şi termochimice folosind amestecuri de săruri, fără cianură, pe bază de uree, se aplică la roţi dinţate la care adîncimea stratului nu depăşeşte 0,6 mm, la piese de schimb auto, elemente pentru lanţuri cu role, piese pentru reductoare de presiune etc.

Cromizarea locală a matriţelor

Cauza principală a limitării duratei de utilizare a matriţelor este uzura. Pentru mărirea rezistenţei la uzură a matriţelor s-a experimenrat la I.C.T.C.M. cromizarea.

La matriţe relativ mici, ca de exemplu la matriţele de fabricare a şuruburilor şi piuliţelor, s-a aplicat cromizarea acestora în întregime. La matriţele mari de foraje, cromizarea în întregime prezintă dificultăţi tehnologice şi economice. Pentru evitarea acestor dificultăţi s-a conceput, s-a experimentat şi este în curs de experimentare semi industrială o metodă de cromizare locală a suprafeţelor active. În urma cercetărilor şi încercărilor s-a stabilit următorul procedeu tehnologic la cromizarea locală a matriţelor:

— pregătirea matriţelor constînd din montarea a două rame de OL 38, cu grosimea de 4—5 mm şi înălţimea de circa 50 mm în jurul locaşului de cromizat, lăsîndu-se între rame un spaţiu pentru etanşarea marginilor unui capac prin umplerea cu compuşi ai siliciului :

— umplerea cu amestec de cromizare a spaţiului limitat de rama interioară (amestecul de cromizare are următoarea compoziţie : 65% ferocrom, 33% caolin şi 2% clorură de amoniu).

În figura 3 este arătat modul de pregătire a unei matriţe în vederea cromizării.

Un alt mod de pregătire este arătat în figura 4, matriţa fiind aşezată cu locaşul de cromizat în partea inferioară.

Cromizarea matriţelor din oţel MoCN15 se realizează prin încălzire la 900°C cu menţinerea de 6—8 ore, scăderea temperaturii la 860—840°C, menţinere o oră, călire cu ulei şi revenire la 550—560°C. Stratul cromizat are o

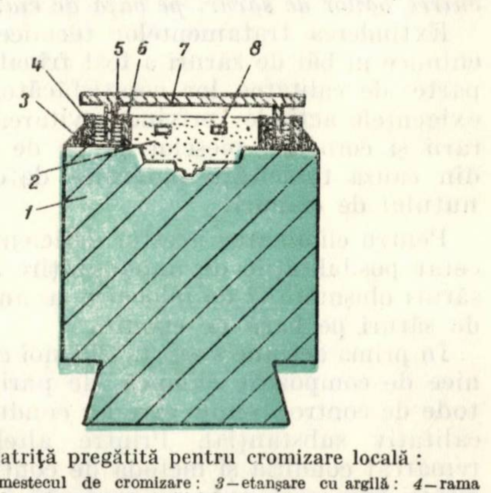


Fig. 3. Matriţă pregătită pentru cromizare locală : —matriţă : 2—amestecul de cromizare : 3—etanşare cu argilă : 4—rama exterioară : 5—pulbere de compuşi ai siliciului : 6—rama interioară ; 7—capac de etanşare : 8—epruvetă de control.

adîncime de 10—15 μm şi microduritatea de 1 400—1 600 Hμ.

Matriţele cromizate se găsesc în stadiul de încercări în condiţii industriale astfel că nu s-a stabilit definitiv în ce măsură se prelungeşte durata lor de utilizare, dar aspectul curat al locaşului după cromizarea locală şi rezultatele obţinute la încercările anterioare prin cromizarea în întregime a matriţelor mici, utilizate la fabricarea şuruburilor, reprezentînd mărirea durabilităţii cu peste 100% sînt suficiente pentru a se trage concluzia că acest procedeu ar putea fi eficient din punct de vedere tehnico-economic. Procedeul de cromizare locală este în curs de experimentare în condiţii industriale la uzina „Autobuzul" — Bucureşti, iar metoda de cromizare locală elimină dificultăţile ce se puneau la împachetarea în întregime a matriţelor mari.

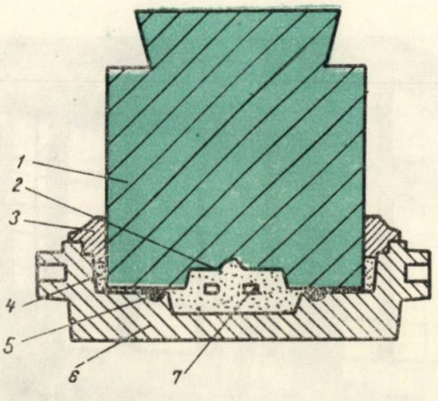


Fig. 4. Matriţă pregătită pentru cromizare cu locaşul în jos: 1—matriţa: 2—amestec de cromizare: 3—argilă: 4—cărbune de lemn: 5—şnur de azbest: 6—ramă de fontă aliată cu aluminiu: 7—epruvete de control.

Concepţia şi execuţia unor cuptoare moderne de tratament termic şi termochimic.

Pentru efectuarea tratamentelor de înaltă acurateţe, uniformitate şi reproductibilitate ca cele din exemplele suscitate sau alte operaţii tehnologice moderne pe care industria constructoare a ţării noastre trebuie astăzi să le aplice pentru a concura calitativ cu succes produsele pieţei internaţionale, sînt necesare utilaje de tratament de nivelul tehnic cel mai ridicat.

Majoritatea covîrşitoare a utilajelor din dotarea atelierelor de tratament o alcătuiesc cuptoarele în toată varietatea lor. Aceste utilaje în care se introduc piesele spre a fi supuse unui regim termic şi adeseori unui proces chimic simultan, au fost perfecţionate în decursul anilor ajungînd în ziua de azi să alcătuiască maşini termice foarte complexe cu parametrii funcţionali reglaţi foarte fin pe cale electronică şi cu aspect de instalaţie chimică în care se obţin atmosfere de compoziţie controlată automat.

Cercetătorii institutului I.C.T.C.M. au studiat în ultimii ani metodele folosite de marile firme străine constructoare de cuptoare, la concepţia acestor utilaje ajungînd la concluzia că numai stăpînirea cît mai deplină prin teorie a tuturor fenomenelor fizice legate de producerea căldurii, eliberarea, transmisia spre piesă şi reţinerea ei în cuptor, precum şi, mai ales, reglarea temperaturii piesei prin reglarea într-un anumit punct la vîrful termocuplului a valorii cu toleranţă de cîteva grade, pot permite obţinerea unor concepţii de cuptoare corespunzătoare.

Mergînd pe această cale, printr-o corelare strînsă între termotehnicieni, metalurgi automatişti, s-au adîncit cunoştinţele asupra dimensionării surselor de căldură electrice şi a arzătoarelor de combustibil, a metrialelor metalice şi ceramice termoizolante, determinîndu-se astfel în proiecte formele geometrice ale spaţiilor de încălzire şi ale straturilor izolante care să ducă la gabarite şi greutăţi totale reduse ale utilajelor precum şi la mecanizarea şi automatizarea operaţiilor de încărcare — extracţie a pieselor, a închiderii uşilor şi mai ales a reglării fine a temperaturii.

Grija pentru acest mod ştiinţific de a proiecta cuptoarele a permis realizarea unor tipuri de cuptoare perfecţionate care au pus bazele unei fabricaţii organizate în acest domeniu, pentru prima oară în ţară. Acest lucru a necesitat

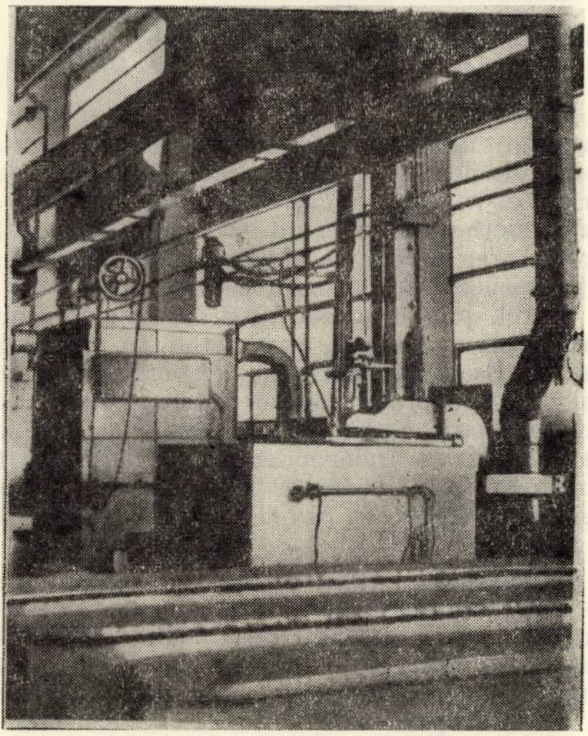


Fig. 5. Cuptor baie de săruri cu electrozi pt. 1350°C tip 12 I.R.F., la uzina „Unio"-Satu-Mare.

desigur alegerea iniţială a unei game minimale de tipodimensiuni începîndu-se cu o tipizare a cuptoarelor de uz general pentru atelierele cu caracter universal. Desigur că mai departe, după omologarea prototipurilor şi pornirea fabricaţiei în serie a cuptoarelor de uz general cu funcţionare intermitentă, se va trece la proiectarea liniilor de cuptoare pentru producţiile specializate de mare serie.

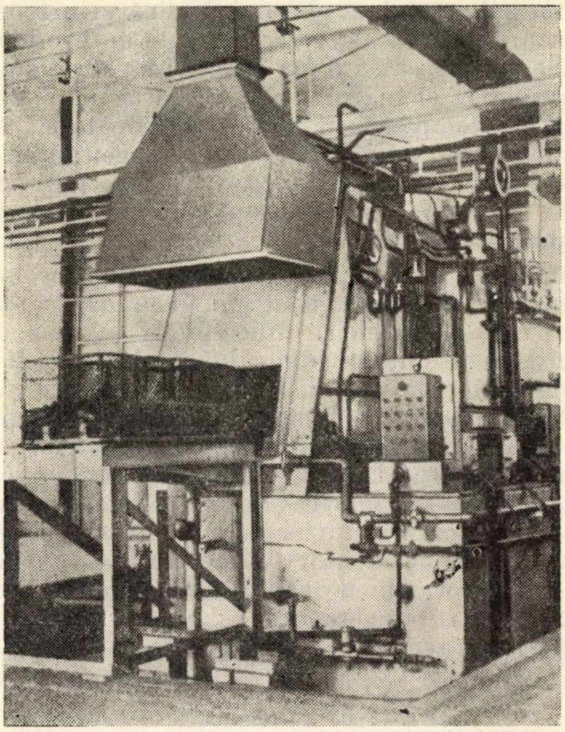


Fig. 6. Cuptor cu tuburi radiante cu bazin de călire integrat, tip 8 I.R.H. la uzina „Unio"—Satu-Mare.

Astfel, pînă în prezent, I.C.T.C.M. a executat proiectele de execuţie completate cu partea de automatizare realizată în colaborare cu institutul pentru proiectarea de automatizări I.P.A. pentru toate cuptoarele din gama de asimilat de către uzina Independenţa — Sibiu. Aceasta cuprinde 34 tipodimensiuni din mai multe genuri de cuptoare (tabela 1 şi 2 şi fig. 5, 6, 7 şi 8).

Omologîndu-se în cursul anului 1968 un număr de 12 prototipuri, acţiunea continuă în 1969 cu omologarea restului de tipodimensiuni din gamă, urmînd a se efectua în acest an şi probele cu atmosferă controlată în cuptoarele construite în acest scop.

Cu acest prilej au fost obţinute importante cunoştinţe privind problemele grele din cadrul construcţiei acestor utilaje, ca aceea a folosirii tuburilor radiante la cuptoarele cu atmosferă controlată încălzite cu gaz metan, dimensionarea şi alegerea corectă a rezistoarelor la cuptoarele electrice, construcţia ventilatoarelor din cuptoare, supuse la temperaturi ridicate, precum şi utilizarea aparatajului de măsură reglare şi organele de execuţie ale buclelor de reglare.

Din această experienţă dobîndită pînă în prezent derivă liniile directoare pentru viitor în activitatea din domeniul construcţiei de cup-

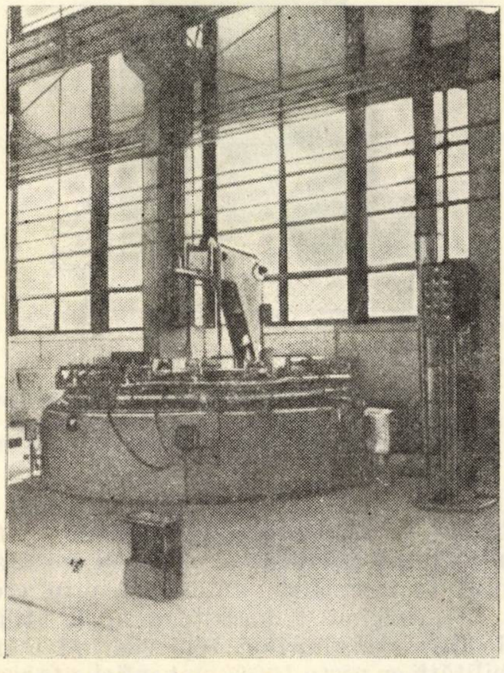


Fig. 7. Cuptor vertical cu tuburi radiante tip 5, I.R.I. la uzina „Neptun"—Cîmpina.

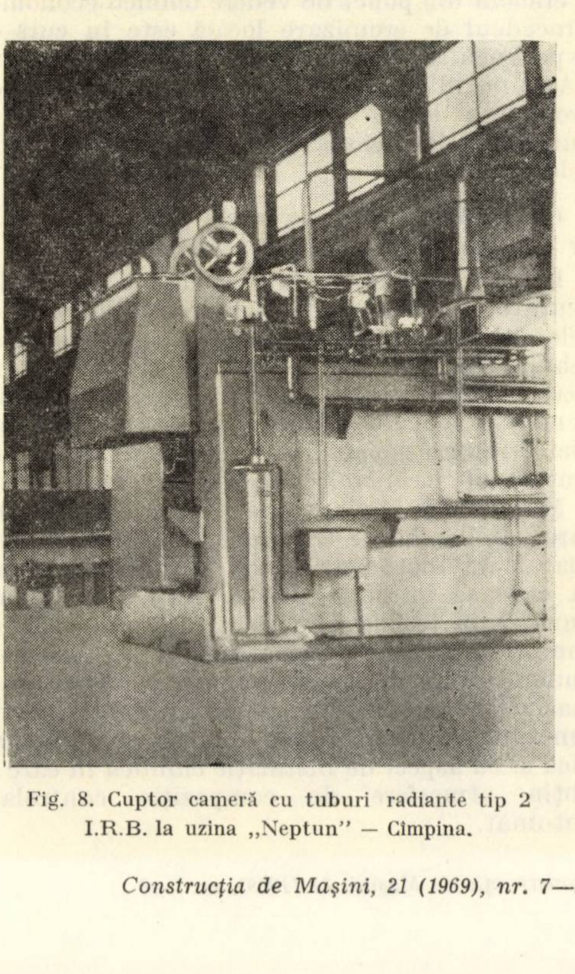


Fig. 8. Cuptor cameră cu tuburi radiante tip 2 I.R.B. la uzina „Neptun" — Cîmpina.

Tabela 1

Tipul	Denumirea	Utilizare
1	Cuptor electric, cameră cu vatră fixă crenelată t_{max} = 900°C Tipodimensiuni : 2 500×1 000×900 mm IRA 1 600×1 000×600 mm LJU3 600× 600×500 mm LJU2	Încălzire pentru: — Normalizare, recoacere, călire, cementare și carbonitrurare pentru piese din oțel și fontă Atmosfera din cuptor : protectoare sau oxidantă Sistem de lucru : mecanizat cu manipulator cu brațe în baterie de cuptoare sau manual.
2	Cuptor cu flacără, cameră cu vatră fixă crenelată și tuburi radiante t_{max} = 1000°C Tipodimensiuni : 2 500×1 000×900 mm — IRB 1 500×1 000×600 mm — IRN	
3	Cuptor electric, cameră cu vatră fixă crenelată și recirculație t = 150° ... 650°C Tipodimensiuni : idem 1 IRC IRP LSD	Încălzire pentru : — Revenire, detensionare pentru piese de oțel și fontă. Punere în soluție, maturizare pentru piese din diferite aliaje. Atmosfera din cuptor : protectoare sau oxidantă. Sistem de lucru : mecanizat cu manipulator în baterie de cuptoare sau manual.
4	Cuptor cu flacără, cameră cu vatră fixă crenelată și recirculație t = = 150···650°C Tipodimensiuni : idem 2 IRO + IRR	Idem 3
5	Cuptor cu flacără vertical, cu tuburi radiante t_{max} = 1000°C Tipodimensiuni : Ø 1 000×1600 mm IRI Ø 600×1200 mm IRO	Încălzire pentru : Normalizare, recoacere, călire, cementare și carbonitrurare pentru oțel și fontă. Nitrurare gazoasă cu retortă suplimentară. Atmosfera din cuptor : protectoare sau oxidantă. Sistem de lucru mecanizat cu mijloace de ridicare exterioare.
6	Cuptor electric vertical cu recirculație t = =150...650°C Tipodimensiuni : Ø 1 000×1500 mm IRJ Ø 600×1200 mm IRS Ø 300×600 mm ISF	Încălzire pentru : Revenire, detensionare pentru piese din oțel și fontă. Punere în soluție, maturizare pentru piese din diferite aliaje Atmosfera din cuptor : protectoare sau oxidantă. Sistem de lucru : mecanizat cu mijloace de ridicare exterioare în baterie de cuptoare
7	Cuptor cu flacără vertical, cu recirculație t = = 150...650°C IRK IRF + LSG	Idem 6 (utilizare și tipodimensiuni)
8	Cuptor cu flacără mecanizat, cu tuburi radiante t_{max} = 950°C Tipodimensiuni : 1 220×610×460 mm IRH 600×600×500 mm LSH	Încălzire și răcire pentru : călire, cementare și carbonitrurare. Încălzire pentru normalizare și recoacere. Atmosfera din cuptor : protectoare și controlată : Sistem de lucru : mecanizare proprie în baterie de cuptoare.
9	Cuptor mecanizat cu flacără, cu tuburi radiante, fără bazin integrat t_{max} = 950°C Tipodimensiuni : idem 8 LSE LSC	Încălzire pentru : Normalizare, recoacere, călire, cementare și carbonitrurare. Atmosfera din cuptor : protectoare și controlată. Sistem de lucru : mecanizare în baterie de cuptoare.
10	Cuptor electric vertical cu recirculație t = 160...650°C Tipodimensiuni : Ø 350×500 mm IRL Ø 450×1 000 mm IRU	Încălzire pentru : Revenire, detensionare pentru piese din oțel și fontă. Punere în soluție, maturizare pentru piese din diferite aliaje. Preîncălzire scule. Atmosfera din cuptor : protectoare sau oxidantă. Sistem de lucru : mecanizat cu mijloace de ridicare în baterie de cuptoare.

(Continuare) Tabela 1

Tipul	Denumirea	Utilizare
11	Cuptor electric cu baie de sare şi creuzet metalic $t_{max} = 950°C$ Tipodimensiuni : idem 10 IRW IRG	Încălzirea în sare topită pentru călire totală şi parţială a pieselor şi sculelor din oţeluri nealiate şi slab aliate, preîncălzire în vederea călirii oţelurilor bogat aliate şi rapide. Sistem de lucru mecanizat cu mijloace de ridicare exterioară sau manuală în baterie de cuptoare.
12	Cuptor electric cu baie de sare şi creuzet ceramic $t_{max} = 1350°C$ Tipodimensiuni : idem 10 RIF IRZ	Încălzire în sare topită pentru : călire totală şi parţială a sculelor şi pieselor din oţeluri bogat aliate şi rapide. Sistem de lucru : mecanizat cu mijloace de ridicare exterioară sau manual în baterie de cuptoare
13	Cuptor electric cu baie de sare şi creuzet metalic $t = 150...950°C$ Tipodimensiuni : idem 10 IRE IRV	Încălzire în sare topită pentru: Revenire totală sau parţială a sculelor şi pieselor din oţeluri bogat aliate şi rapide. Sistem de lucru : mecanizat cu mijloace de ridicare baterie de cuptoare.
14	Cuptor electric vertical cu mufă şi ventilator interior $t_{max} = 950°C$ Tipodimensiuni : Ø 600 × 1 200 mm : LSA Ø 100 × 1 500 mm : LSJ	Încălzire pentru : Recoacere, cementare, carbonitrurare, nitrurare cu posibilitatea scoaterii retortei cu piese pentru răcirea în gropi de răcire. Atmosfera din cuptor : protectoare sau controlată. Sistemul de lucru : mecanizat cu mijloace de ridicare exterioare.

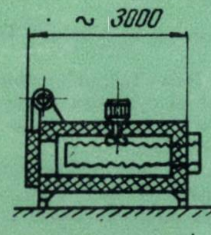
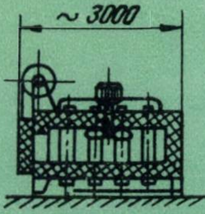
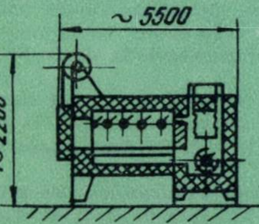
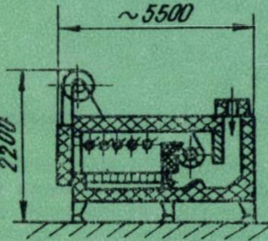
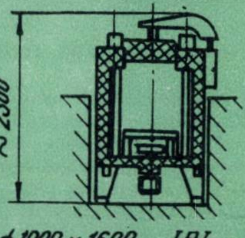
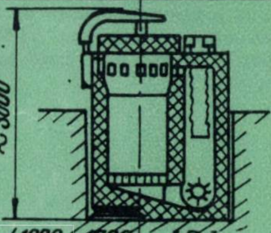
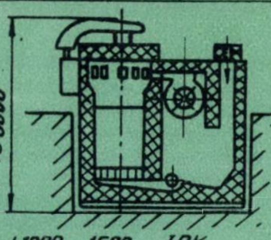
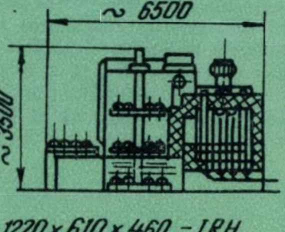
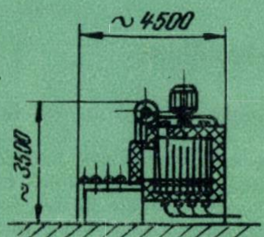
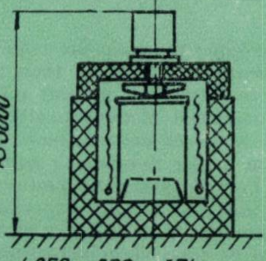
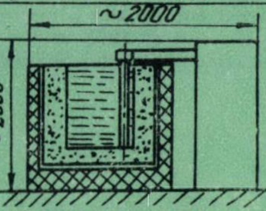
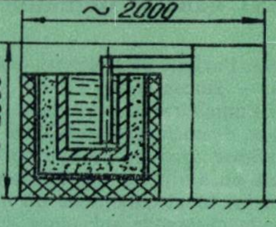
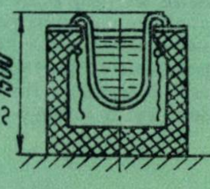
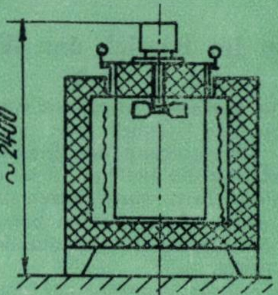
toare. Acestea privesc, pe de o parte, îmbunătăţirea performanţelor obţinute, asimilarea pe parcurs a unei cît mai mari cantităţi din elementele din import folosite pînă acum la aceste cuptoare, ca de exemplu cărămizi ultra uşoare, generatoare de atmosferă controlată, tuburi radiante, ventile de reglare cu servomotoare, regulatoare cu reacţie electronică, pe de altă parte, preocupările pentru fabricarea de cuptoare cît mai bune trebuie să fie dirijate spre mijloacele materiale de fabricaţie în uzina constructoare, şi anume în special crearea unui punct de control sever al performanţelor utilajului la ieşirea din uzină. În acest sens, folosindu-se normele de recepţie internaţionale CAER pentru cuptoare, precum şi ale altor ţări specializate în acest domeniu, I.C.T.C.M. urmează a proiecta un stand de probe pentru uzina „Independenţa'' — Sibiu, la care să fie supuse la probe funcţionale şi tehnologice cît mai multe dintre tipurile de cuptoare fabricate de această uzină. Proiectul va cuprinde şi dotarea uzinei cu un set mobil de aparate de control, pentru probele la acele cuptoare care nu se vor putea monta în uzina constructoare şi vor trebui montate tot sub supravegherea fabricantului, dar la uzina beneficiară.

Nu mai puţin importantă pentru această nouă fabricaţie românească va fi, în viitor, activitatea de cercetare a I.C.T.C.M. care încă din cursul anului 1968 a format un grup de studiu pentru crearea cît mai grabnică a unor noi metode de cercetare în domeniul transmisiei căldurii.

Acest nucleu de cercetători se vor ocupa de calculul pe bază de modele analoge electrice şi, eventual hidraulice, al fenomenelor tranzitorii de transmisie a căldurii prin pereţii din straturi multiple, urmărindu-se prin aceasta, o dimensionare mai economică şi mai ales o îmbunătăţire a constantelor de timp ale cuptorului ca obiect supus reglării.

În sfîrşit, se cuvine a se menţiona ca o realizare ce va aduce mari avantaje economice, dar şi o adîncire a experienţei în domeniul cuptoarelor speciale de mari dimensiuni, cuptorul de 22 ×5 ×5 m, de la uzina „Griviţa roşie''ce va fi pus în funcţiune pentru probe tehnologice în 1969 şi care alcătuieşte cel mai mare utilaj de acest gen realizat în ţară, după un proiect românesc şi cu un înalt grad de automatizare.

Tabela 2

Tipul	Schiță principială
1	 2500 × 1000 × 900 - Tg - IRA 1600 × 1000 × 600 - Tg - LJUR$_3$ 600 × 600 × 500 - Tg - LJU$_2$
2	 2500 × 1000 × 900 - IRB 1500 × 1000 × 600 - IRN
3	 2500 × 1000 × 900 - IRC 1500 × 1000 × 600 - IRP 600 × 600 × 500 - LSD
4	 2500 × 1000 × 900 - IRD 1500 × 1000 × 600 - IRR
5	 ϕ1000 × 1600 - IRI ϕ 600 × 1200 - IRO
6	 ϕ1000 × 1500 × - IRJ ϕ 600 × 1200 - IRS ϕ 300 × 600 - LSF
7	 ϕ1000 × 1500 - IRK ϕ 600 × 1200 - IRT ϕ 300 × 600 - LSG
8	 1220 × 610 × 460 - IRH 600 × 600 × 500 - LSH
9	 1220 × 610 × 460 - LSE 600 × 600 × 500 - LSC
10	 ϕ 350 × 500 - IRL ϕ 350 × 1000 - IRU
11	 ϕ 350 × 500 - IRW ϕ 350 × 1000 - IRG
12	 ϕ 350 × 500 - IRF ϕ 350 × 1000 - IRZ
13	 ϕ 350 × 500 - IRE ϕ 350 × 1000 - IRV
14	 ϕ600 × 1200 - LSA ϕ1000 × 1500 - LSJ

DC 621.785(09)

Achievements in the field of thermal treatments

The paper presents the achievements of the „Institute for Technological Research in Machine Building" (I.C.T.C.M.) Bucharest, mentioning some of them:

— Improvement of salt mixtures and elimination of cyanide salt baths. New technical and checking conditions have led to improved blends of salts, the most important step being the replacement of cyanides by cyanate obtained from urea. Thus, less poisonous and more economical salt mixtures have been obtained; a preparation time for the operation of the bath is no longer necessary; neither is it necessary to stir and have the baths bubbled.

— Partial chromium plating of dies. A new chromium plating technology of the drilling dies has been devedis and is being now industrially experimented. The solid chromium plating mixture consists of 65% ferrochromium, 33% kaolin and 2% ammonium chloride. The chromium plated layer is 10—15 μm thick and its micro-hardness about 1,400—1,600 H. It is expected to succeed in increasing hardness by more than 100%.

— Devising and building of modern thermal and thermochemical treatment furnaces according to a typified range shown in a chart. Other special purpose ovens of a servicing space up to 22 × 5 × 5 m are being designed. The automation work was carried out by the „Institute for automation Designing" (I.P.A.), Bucharest.

By the end of 1968 twelve prototypes of ovens had been built and homologated. The work is being carried on by a team of researchers and builders.

CD 621.785(09)

Réalisations dans le domaine des traitements thermiques

Dans l'article on présente des aspects des réalisations de l'Institut de recherches technologiques pour les constructions de machines — Bucarest (I.C.T.C.M.), dont on mentionne les suivants:

— l'amélioration des mélanges de sels et le remplacement des bains de sels à base de cyanures. D'abord on a amélioré les types de mélanges usuels de sels, par de nouvelles conditions techniques et de contrôle. Le progrès le plus important a été réalisé par le remplacement des cyanures des bains de sels par du cyanate obtenu à partir de l'urée. Par ce remplacement on a obtenu des mélanges de sels moins toxiques, plus économiques et qui ne demandent plus un temps de préparation pour le fonctionnement du bain. De même, le barbotage du bain n'est plus nécessaire;

— le chromage sur place des matrices. On a établi une technologie de chromage du lieu de formation des matrices de forage; cette technologie est en cours d'essai dans des conditions industrielles. On utilise comme milieu solide de chromage un mélange de 65% ferrochrome, 33% coal et 2% chlorure d'ammonium. L'épaisseur de la couche chromée est de 10—15 μm et sa microdureté est de l'ordre 1 400—1 600 H. On compte sur un accroissement de la durée de la couche chromée de plus de 100%.

— La conception et l'exécution de certains fours modernes pour le traitement thermique et thermochimique. On a étudié et on a élaboré les projets de fours modernes pour le traitement thermique et thermochimique, la plupart suivant une gamme typisée, ayant les caractéristiques techniques indiquées dans le tableau, et le reste des fours étant destinés à des buts spéciaux, jusqu'à des dimensions de l'espace utile de l'ordre 22 × 5 × 5 m.

Les projets pour la partie automatisée ont été exécutés par l'Institut pour l'élaboration des projets d'automations (I.P.A.) — Bucarest. Jusqu'à la fin de l'année 1968 on a exécuté et homologué 12 types de fours et d'autres travaux sont en cours d'exécution. On a formé aussi un cercle de recherches pour les perfectionnements constructifs.

DK 621.785(09)

Leistungen im Bereich der Wärmebehandlung

Die Verfasser beleuchten einige Leistungen des Instituts für technologische Forschungen im Maschinenbau (I.C.T.C.M.) Bukarest wie zum Beispiel:

— Verbesserung der Salzmischungen und Ersatz der Salzbäder auf Zyanidbasis. In einer ersten Phase wurde die Zusammensetzung der laufend verwendeten Salzgemische durch neue technische und Kontrollbedingungen verbessert. Der bedeutendste Fortschritt wurde durch das Ersetzen der Zyanide in den Salzbädern durch ein, aus Harnstoff gewonnenes Zyanat erzielt. Auf diese Weise wurden Salze mit geringerer Giftwirkung und grösserer Wirtschaftlichkeit erzielt, durch die gleichzeitig auch die Vorbereitungsdauer des Bades für den Betrieb verkürzt wurde. Ferner ist auch ein Durchperlen des Bades nicht mehr nötig.

— Lokale Verchromung der Matritzen. Es wurde eine Technologie entwickelt, die zur Zeit grosstechnisch getestet wird, um die Bildungsstelle der Schmiedematritzen zu verchromen. Als festes Verchromungsmedium wird ein Gemisch von 65% Ferrochrom, 33% Kaolin und 2% Ammoniumchlorid verwendet. Die Tiefe der verchromten Schicht beträgt 10—15 μm und die Mikrohärte liegt bei 1400—1600 H. Es wird mit einer Steigerung der Dauerhaftigkeit von mehr als 100% gerechnet.

— Aufbau und Ausführung von modernen Öfen für thermische und thermochemische Behandlung. Es wurden moderne Öfen für thermische und thermochemische Behandlung entwickelt, zum Grossteil in typisierter Ausführung, mit den in

den Tabellen angeführten Kennzeichen sowie für Sonderfälle mit Abmessungen der Nutzfläche bis 22×5×5 m. Der automatisierte Teil wurde im Institut für Automationsentwicklung (I.P.A.), in Bukarest entworfen.

Bis Ende 1968 wurden 12 Prototypen von Öfen gebaut und produktionsreif entwickelt. Diese Aktion wird fortgesetzt. Auch wurde ein Forscherteam für die Erarbeitung baulicher Vervollkommnungen gebildet.

DK 621.785(09)

Достижения в области термических обработок

В статье приведены аспекты достижений Института технологических исследований по машиностроению (I.C.T.C.M.) в гор. Бухаресте, из которых отмечаются следующие:

— Улучшение смесей солей и замена солевых ванн на базе цианистой соли. В первом этапе работ были улучшены типы смесей солей, используемых в текущем порядке, в результате применения новых технических условий и контроля. Значительный прогресс был достигнут путем замены цианистой соли в солевых ваннах — цианатом, полученным из мочевины. Благодаря этой замене были получены смеси солей с меньшей степенью токсичности, более экономичные и не требующие времени подготовки функционирования ванн. Нет также необходимости в барботировании ванны.

— Местное хромирование штампов. Была разработана и находится в стадии испытания в промышленных условиях технология хромирования гнезда образования буровых штампов. В качестве твердой хромирующей среды применяется смесь из 65 % феррохрома, 33 % каолина и 2 % хлорида аммония. Глубина хромируемого слоя равна 10—15μ, а его микротвердость порядка 1400—1600 Н. Предусматривается увеличение твердости больше чем на 100 %.

— Концепция и выполнение современных печей термической и термохимической обработки. Были изучены и запроектированы современные печи термической и термохимической обработки, в большинстве случаев по типизированному диапазону, с техническими характеристиками, приведенными в таблице, а для остальных специальных целей до размера полезной площади порядка 22×5×5 м. Работы касающиеся автоматизации были запроектированы Проектным институтом автоматики (I.P.A.) в гор. Бухаресте.

До конца 1968 года было разработано и утверждено 12 прототипов печей. Работы в этом направлении продолжаются. Был создан исследовательский отдел для конструктивных усовершенствований.

CZ 621-9 (09)

Dezvoltarea industriei constructoare de maşini-unelte din Republica Socialistă România

Ing. GHEORGHE VASILESCU
ICPMUA – Bucureşti

În cadrul dezvoltării industriei constructoare de maşini, un rol tot mai important revine producţiei de maşini-unelte pentru a face faţă atît creşterii cererilor pieţei interne, cît şi într-o măsură din ce în ce mai largă celor pentru export.

Acest lucru poate fi ilustrat prin creşterea deosebit de rapidă, atît a producţiei de maşini-unelte, cît şi a tipodimensiunilor aflate în fabricaţie. Astfel, în comparaţie cu nivelul anului 1959 în care s-au produs circa 3 100 maşini-unelte în aproximativ 25 tipodimensiuni, în anul 1965 s-au produs 7 900 maşini-unelte în 72 de tipodimensiuni, iar în anul 1968, 12 600 maşini-unelte în 122 tipodimensiuni (fig. 1).

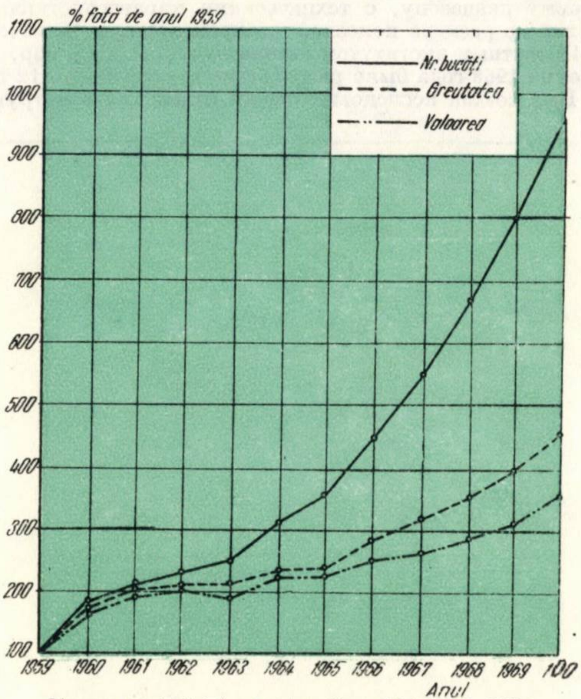
Se sublimează faptul că, datorită dezvoltării rapide a întreprinderilor cu specific de producţie în serie mare (autocamioane, tractoare, electromotoare etc.), un accent deosebit s-a pus asupra dotării acestora cu maşini specializate, cu productivitate ridicată. Astfel, în acest scop, numai în perioada 1966—1968 s-au produs aproximativ 60 maşini agregate şi speciale, în a căror componenţă au intrat circa 180 unităţi de forţă convenţionale.

Ca urmare a acestor succese, aproximativ jumătate din cerinţele mereu crescînde — ale economiei naţionale — de maşini-unelte — se satisfac, în prezent, din producţia internă şi este prevăzut ca pînă la finele actualului cincinal această proporţie să ajungă la două treimi.

În perioada considerată a avut loc nu numai o creştere cantitativă prin diversificarea producţiei şi asimilarea unor noi tipuri de maşini-unelte, ci se constată şi o creştere de ordin calitativ din punctul de vedere al preciziei şi al gradului de automatizare.

Aceasta a făcut ca în comparaţie cu anul 1959 să se ajungă în anul 1968 ca la o creştere cantitativă a producţiei de maşini-unelte de 500 % să corespundă o creştere valorică de peste 1 100 %.

Maşinile-unelte produse în Republica Socialistă România sînt din ce în ce mai bine apreciate şi peste hotare. În prezent, mai mult de o treime din volumul producţiei româneşti de maşini-unelte este destinată exportului (strunguri carusel, maşini orizontale de alezat şi frezat, freze pentru sculării ca şi alte categorii de maşini-unelte), datorită performanţelor ridicate şi bunei comportări în exploatare.



Dinamica productiei de maşini-unelte aschietoare din R.S.R. in perioada 1960-1971 comparativ cu anul 1959

Fig. 1

Pentru a satisface cît mai bine cazurile particulare de utilizare în exploatare, producţia maşinilor-unelte din România este astfel organizată încît, specialiştii acestor întreprinderi, analizînd respectivele cazuri şi determinînd procesul tehnologic optim, pot să ofere spre livrare maşini-unelte derivate din producţia normală, cu o anumită componenţă, dotate cu accesorii şi scule speciale şi prevăzute cu diverse grade de automatizare. În acest mod se asigură ca maşinile livrate să fie cît mai corespunzătoare din punctul de vedere al productivităţii, al preciziei şi bineînţeles să asigure un preţ de cost minim al produselor pentru care sînt destinate.

În scopul de a satisface în termene de livrare cît mai scurte aceste cerinţe ale beneficiarilor, în concepţia maşinilor-unelte produse în România se aplică pe larg sistemul de construcţie din elemente unificate în cadrul unor familii de maşini, ceea ce permite ca execuţia acestor maşini să se efectueze în mare măsură în paralel cu proiectarea eventualelor mecanisme speciale, specifice cazurilor particulare ale respectivelor maşini.

În cadrul acţiunii de perfecţionare permanentă a construcţiei maşinilor-unelte, s-a ajuns în prezent la un stadiu în care, în comparaţie cu situaţia din trecut, nu mai este posibil ca proiectarea de noi maşini-unelte să se efectueze numai în baza rutinei, ci se cer cunoştinţe tehnice aprofundate şi o activitate metodic coordonată în domeniul cercetării şi dezvoltării, la care trebuie să colaboreze, în afara specialiştilor în probleme de rezistenţă şi mecanică, specialişti în electronică, hidraulică, tehnica măsurărilor, mecanică fină etc.

În acest scop s-a acordat o atenţie deosebită activităţii de cercetare şi dezvoltare, înfiinţîndu-se la începutul acestui cincinal Institutul de cercetare şi proiectare de maşini-unelte şi agregate (ICPMUA) din Bucureşti.

Institutul are ca principale sarcini realizarea de noi tipuri de maşini-unelte, cum şi permanenta îmbunătăţire a maşinilor-unelte asimilate anterior, urmărindu-se ca acestea să fie la nivelul ultimelor realizări în tehnica mondială, astfel încît să se satisfacă exigenţele mereu crescînde. Activitatea se desfăşoară în strînsă colaborare cu serviciile de concepţie şi laboratoarele de cercetare ale uzinelor constructoare de maşini-unelte din România, cum şi cu diverse alte institute de specialitate.

Pentru a verifica practic dacă noile produse proiectate de sectoarele de concepţie corespund faţă de cerinţele stabilite prin studiile tehnico-economice iniţial elaborate, institutul dispune de o bază de execuţie proprie, în care se realizează atît diverse subansamble experimentale, cît şi prototipurile maşinilor-unelte. În cadrul laboratoarelor institutului sînt cercetate prototipurile reprezentative ale maşinilor-unelte fabricate în ţara noastră, în care scop sînt prevăzute laboratoare termostate şi dotate cu aparate şi instrumente de măsură corespunzătoare. De asemenea, se efectuează cercetări asupra noilor organe şi subansamble care urmează a fi folosite în construcţia maşinilor-unelte, cum şi a schemelor electrice şi hidrostatice specifice maşinilor-unelte.

Ţinînd seamă de faptul că şi în viitor, ponderea maximă în dotarea parcului de maşini-unelte va fi constituită în continuare de maşini destinate fabricaţiei în serii mici şi unicate, o preocupare deosebită a colectivului de cercetători şi de proiectanţi ai institutului o constituie realizarea de maşini-unelte cu productivitate ridicată, chiar în aceste condiţii de exploatare. În acest scop una dintre principalele acţiuni constă în realizarea de maşini-unelte cu comandă după programare numerică. În acest domeniu există o strînsă colaborare cu specialiştii Institutului de proiectare de aparataj electrotehnic şi instalaţii de automatizare (IPA), care elaborează echipamentele electrice de comandă după program, cu care sînt dotate respectivele maşini.

Dintre ultimele realizări mai importante ale institutului, pot fi menţionate în domeniul maşinilor-unelte universale: strungul carusel SC 1250 NC cu programare numerică, maşina orizontală de alezat şi frezat AF 100 NC cu programare numerică, maşina de frezat longitudinal FLC 100 pentru frezarea prin copiere a pieselor lungi etc. În domeniul maşinilor speciale se menţionează: strungul carusel cu traversă fixă SC1600 RF cu comandă secvenţională pentru prelucrarea roţilor de vagoane, maşinile pentru prelucrarea ventilelor de frînă, a carcaselor şi scuturilor electromotoarelor, a blocurilor de motor, a bielelor, a diverselor piese din componenţa tractoarelor şi autocamioanelor etc.

Pentru scurtarea atît a ciclului de proiectare cît şi a celui de execuţie s-a realizat o gamă largă de elemente tipizate utilizate în construcţia maşinilor agregat, cum ar fi : unităţi de găurire, unităţi de strunjire plană, unităţi de frezare, mese indexate, tambure indexate, sănii de avans, batiuri, montanţi, panouri hidraulice etc.

În urma cercetărilor efectuate a fost realizat printre altele, un aparataj tipizat intrînd în componenţa echipamentelor de ungere ale maşinilor-unelte, cu performanţe la nivelul celor mai bune realizări ale firmelor cu bogată experienţă, cum şi diverse aparate hidraulice folosite în acţionările hidrostatice ale maşinilor-unelte. Totodată s-au obţinut rezultate valoroase prin realizarea unor lagăre hidrostatice cu performanţe deosebit de ridicate.

În subramura industriei constructoare de maşini-unelte sînt cuprinse cinci întreprinderi specializate, o întreprindere producătoare de scule, o întreprindere producătoare de instrumente de măsură şi accesorii pentru dotarea maşinilor-unelte şi alte cîteva întreprinderi care au sectoare specializate în producţia de diverse maşini-unelte.

Dintre aceste întreprinderi Fabrica de maşini-unelte şi agregate Bucureşti (FMUAB), deşi cea mai nouă, a reuşit totuşi, în scurt timp, să realizeze produse deosebit de bine apreciate atît de beneficiarii interni cît şi de cei externi.

Întreprinderea este specializată în construcţia strungurilor carusel, a maşinilor orizontale de alezat şi frezat, maşinilor de frezat longitudinal, maşinilor de rectificat fără centre, maşinilor de rectificat rotund exterior, cum şi a maşinilor destinate fabricaţiei de serie mare şi mijlocie, cum sînt maşinile agregat şi liniile transfer.

Atît construcţia întreprinderii, cît şi dotarea ei cu utilaje şi aparate de măsură și control au fost făcute luîndu-se în considerație ultimele realizări ale tehnicii în acest domeniu, ce o situează la nivelul celor mai moderne întreprinderi constructoare de mașini-unelte din lume.

Datorită performanțelor superioare ale mașinilor-unelte produse de această întreprindere, solicitările pentru export au reprezentat în anul 1968, aproape 40% din producție, mașinile-unelte produse aici fiind exportate în Elveția, R. F. a Germaniei, R.P.P., U.R.S.S., S.U.A., Brazilia, India etc.

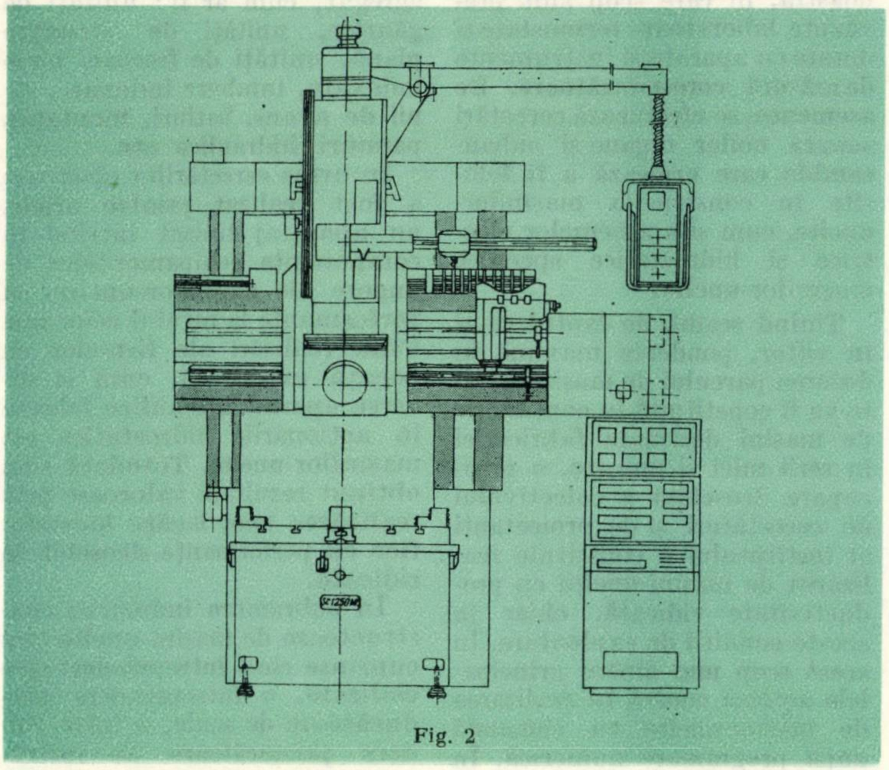


Fig. 2

În domeniul strungurilor carusel FMUAB produce o familie compusă din șase tipodimensiuni cu diametrul maxim prelucrabil de la 1 100 la 3 300 mm.

Acționarea planșaibei strungurilor carusel SC 1000 — SC 1250 — SC 1600 se realizează prin intermediul unei cutii de viteze cu roți baladoare, comutarea turațiilor efectuîndu-se hidraulic de la pupitrul de comandă suspendat. La celelalte strunguri carusel din această gamă (SC 2000 — SC 2500 — SC 3200) acționarea planșaibei se realizează de la un motor de curent continuu care permite o variație continuă a turației, cu ajutorul unui amplificator magnetic. La aceste strunguri se poate obține variația automată a turației planșaibei în funcție de poziția suportului vertical, ceea ce permite menținerea unei viteze de tăiere optime, constante.

Cutiile de avansuri posedă ambreiaje electromagnetice, ceea ce permite a se alege valoarea și direcția avansului dorit de la panoul de comandă suspendat.

În cadrul acțiunii de continuă perfecționare a produselor, FMUAB asimilează în cursul acestui an, în baza unei documentații elaborate de ICPMUA, un nou tip de strung carusel, tip SC 1250—1, care poate fi dotat cu echipament de comandă program numerică. Această mașină stă la baza unei noi familii de strunguri carusel.

În cursul anului 1969 FMUAB mai asimilează strungul carusel cu traversă fixă SC 1600 TF cu comandă secvențială destinat prelucrării în ciclu semiautomat a roților monobloc de vagon. Această mașină fiind acționată de un motor de 100 kW și avînd o construcție deosebit de robustă, permite a se efectua prelucrarea roților cu regimuri de lucru foarte intense.

Prinderea piesei pe platou se efectuează hidraulic. Prelucrarea roților se realizează cu ajutorul sculelor multiple cu care sînt prevăzuți cei trei suporți ai mașinii, suportul din dreapta de pe traversă dispunînd de un cap revolver care permite schimbarea automată a sculei.

Cursele suporților de lucru ca mărime, viteză și direcție sînt comandate prin intermediul unor came și al unor dispozitive de copiat electric (produse de firma HEID).

Aplicarea acestor soluții constructive a făcut posibil ca strungurile SC 1600 TF (fig. 3), să atingă performanțe deosebit de ridicate, durata unui ciclu de prelucrare a unei roți fiind de circa 10 min.

În domeniul mașinilor orizontale de alezat și frezat, FMUAB are în programul curent de fabricație mașini cu diametrul broșei de 85, 125 și 150 mm. Primele două tipuri sînt de construcție cu masa mobilă, în timp ce ultima este un montant mobil.

Soluțiile constructive ale acestor mașini reunesc toate proprietățile cerute unei mașini moderne, precizie și productivitate. Astfel, spre exemplu, se asigură o înaltă precizie și rigiditate a arborelui principal folosindu-se în lagărul din față rulmenți pretensionați (TINKEN) cu role conice.

Comenzile turațiilor și avansurilor sînt centralizate, mașinile AF 125 și AFM 150 dispunînd și de mecanisme cu preselector.

Toate aceste mașini pot fi realizate în diverse variante constructive în ceea ce privește domeniul de turații, dimensiunile mesei și mărimea curselor. Putînd fi echipate cu numeroase accesorii speciale de prelucrare, cum și cu sisteme de afișare a cotelor, se asigură atît o mărime a gradului de universalitate a prelucrărilor posibile de realizat, cît și o micșorare a timpilor de reglare.

Una dintre ultimele realizări ale FMUAB o constituie mașina orizontală de alezat și frezat AF 100, realizată în baza unui proiect elaborat de ICPMUA. Această mașină constituie o completare a gamei de mașini de alezat și include în sine o serie de noi îmbunătățiri și perfecționări față de tipurile asimilate anterior, ca spre exemplu un nou sistem de blocaje hidraulice, ungere automată intermitentă a ghidajelor, protecții telescopice ale ghidajelor etc. Totodată, mecanismele de avans permit dotarea mașinii cu sisteme de programare numerică de poziționare.

Un astfel de echipament cu care a fost dotată această mașină este o realizare a Institutului de proiectare de aparataj electrotehnic și instalații de automatizare (IPA) din București. Echipamentul este de tip incremental și are o putere de rezoluție electrică de ± 0,01 mm. Soluțiile adoptate, cum și deosebita robustețe în exploatare , fac ca acest echipament să constituie o realizare la nivelul cerințelor celor mai exigente.

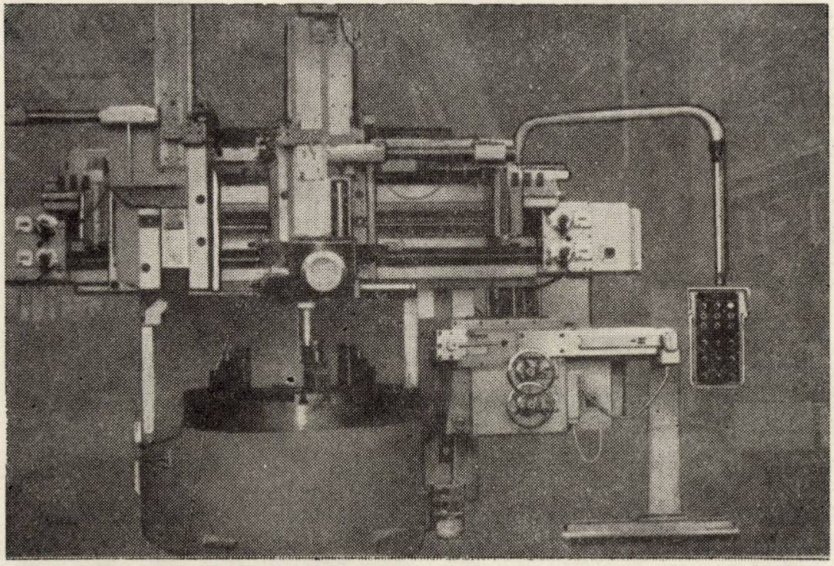


Fig. 3

În ceea ce privește mașinile de frezat longitudinal FMUAB are în programul curent de fabricație mașini cu lățimea mesei de 660 mm, 1 000 și 1 600 mm. Soluțiile folosite în construcția acestor mașini au condus la o rigiditate deosebit de ridicată și un grad înalt de automatizare, ceea ce asigură o înaltă precizie și o mare productivitate (fig. 5).

Avansul de lucru al mesei se realizează cu un mecanism cu variator continuu.

Un dispozitiv acționat hidraulic în sistemul de antrenare al mesei permite ca antrenarea mesei să se efectueze fără jocuri, astfel încît frezarea în sensul

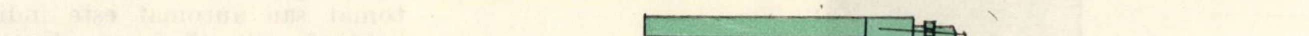


Fig. 4

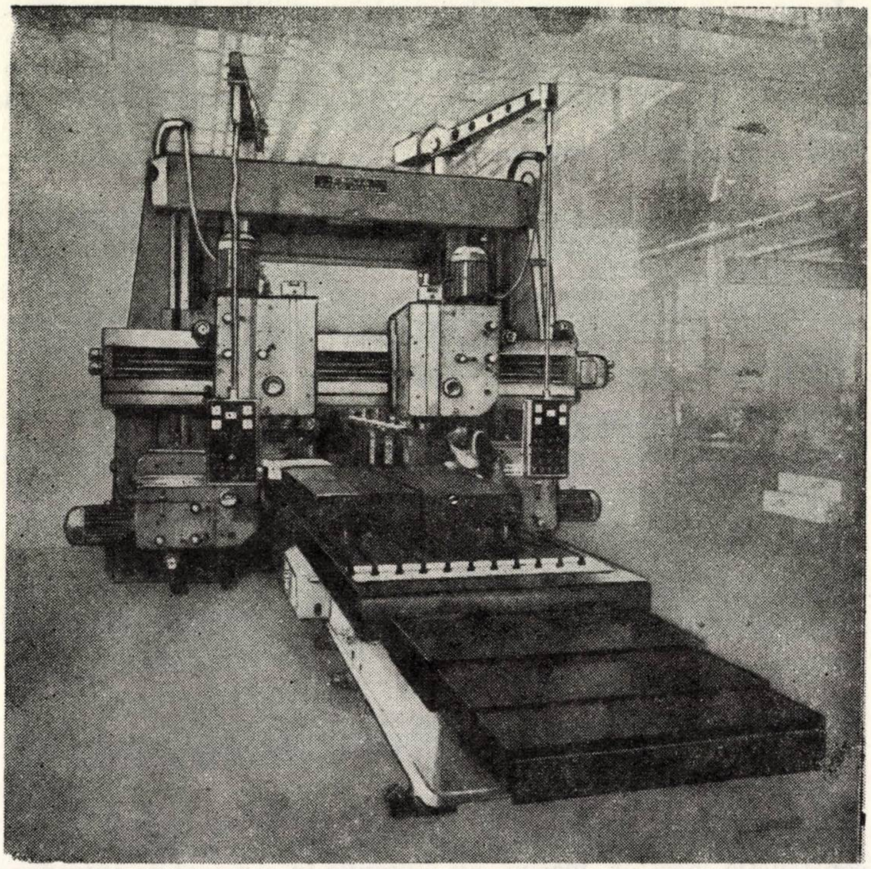


Fig. 5

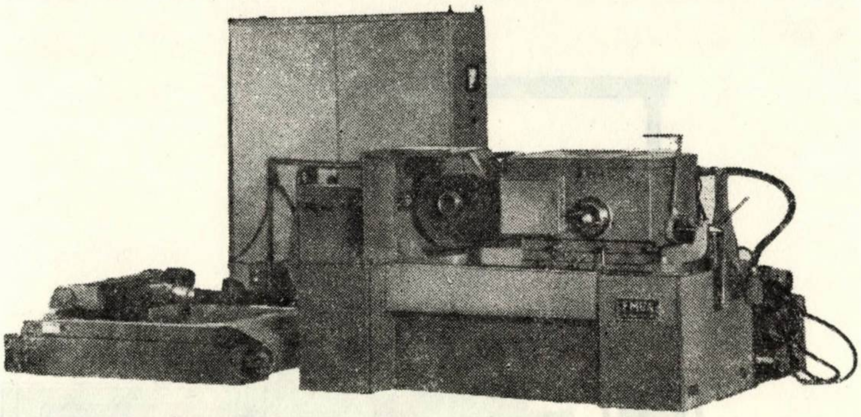


Fig. 6

avansului se efectuează în condiţii optime.

Pentru piesele cu suprafeţe discontinue este posibilă programarea efectuării avansurilor cu avans de lucru sau rapid, în funcţie de lungimea respectivelor suprafeţe. În cadrul acestui program se poate introduce şi comanda ridicării pinolei după frezare, inclusiv revenirea ei la cota iniţială după reîntoarcerea mesei.

Numeroase accesorii speciale pot lărgi domeniul de prelucrări posibile de realizat cu aceste maşini, mărind astfel gradul de universalitate.

Una dintre cele mai recente preocupări ale FMUAB constă în asimilarea unor noi tipuri de maşini de rectificat.

Astfel se menţionează asimilarea maşinii de rectificat fără vîrfuri tip RFC 200 (fig. 6). Maşina permite rectificarea pieselor de formă cilindrică, conică sau în trepte cu diametre cuprinse între 1,5 şi 200 mm, prin procedeul prin trecere sau prin pătrundere transversală.

La rectificarea prin pătrundere a pieselor de formă cilindrică, obţinerea unei precizii înalte şi calităţi superioare ale suprafeţei este favorizată de prezenţa unui mecanism de oscilare axială a arborelui pietrei de rectificare.

Stabilirea regimului de prelucrare se poate efectua în condiţii optime, datorită mecanismului de acţionare cu variaţie continuă a turaţiei pietrei de antrenare de la un motor de curent continuu.

Schemele hidraulice, electrice şi de ungere sînt astfel concepute încît orice comandă necorespunzătoare determină oprirea maşinii.

Maşina de rectificat fără centre RFC 200 fiind dotată la cerere cu numeroase accesorii speciale de alimentare şi evacuare şi putînd executa rectificarea pieselor în ciclu semiautomat sau automat este indicată a fi utilizată şi în producţia de mare serie. Dintre dispozitive se mai menţionează prezenţa unui expulzor mecanic, destinat evacuării pieselor din zona de lucru după efectuarea rectificării prin pătrundere, cum şi a unui dispozitiv de alimentare şi evacuare a barelor lungi, cu diametre cuprinse între 1,5 şi 65 mm şi lungimea pînă la 5 000 mm.

În domeniul maşinilor de rectificat se află în curs de asimilare o familie de maşini de rectificat rotund exterior, compusă din trei tipodimensiuni (pentru rectificarea pieselor cu diametrul exterior pînă la 100 mm — tip RE 100, pînă la 350 mm— tip RE 350—1 şi o construcţie grea — tip RE 350—2 (fig. 7).

Aceste maşini pot fi livrate şi în varianta de maşini universale de rectificat rotund, în care caz sînt dotate suplimentar cu broşe pentru rectificat interior, montate pe un suport basculant solidar cu axul portpiatră.

Masa acestor maşini este deplasată hidraulic cu o viteză reglabilă continuu în domeniul 0,05—8 m/min (RE 100) sau 0,05—6 m/min (RE 350). Schimbarea sensului se efectuează lin cu o precizie de 0,01 mm, cursa minimă fiind de 2 mm.

În afară de posibilitatea rectificării contra unui limitator de cursă, aceste maşini mai permit comanda automată a desfăşurării ciclului de lucru cu ajutorul unui dispozitiv FINISTOP, atît pentru rectificarea longitudinală, cît şi prin pătrundere.

Maşinile pot fi dotate cu diverse sisteme de măsură cu control activ, printre care şi cu dispozitivul FINITOR care măsoară piesa în timpul rectificării şi opreşte maşina la atingerea cotei stabilite în prealabil. Precizia de reproductibilitate este de 1 µm.

Maşinile dotate cu dispozitive FINITOR mai pot dispune de un mecanism de tăiere automată a pietrei care asigură ca după tăiere să se comande avansul săniei cu o valoare identică cu micşorarea razei pietrei.

Un alt dispozitiv — COMPENSATOR — permite o trecere rapidă automată peste diferitele adaosuri teoretice de prelucrare ale pieselor pînă la atingerea efectivă a piesei, în care moment comandă comutarea avansului de lucru.

Destinaţia maşinilor agregat şi speciale executate la FMUAB este foarte diversă — mergîndu-se de la agregate de găurit, filetat, alezat, frezat, strunjire fină, pînă la maşini de broşat exterior. Principiul care stă la baza construirii lor este utilizarea la maximum a unităţilor tipizate, fapt care asigură termene de livrare scurte, o uşoară întreţinere şi refolosirea unei părţi substanţiale în cazul schimbării produselor.

În anul 1968 s-au produs la FMUAB 20 de maşini agregat, majoritatea fiind speciale, dotate cu aproximativ 65 unităţi de forţă convenţionale.

Dintre ultimele realizări ale FMUAB în acest domeniu pot fi menţionate maşina de prelucrat corpul ventilului (fig. 8) de la frîna utilizată la vagoanele de cale ferată şi maşina pentru prelucrarea găurilor de prindere din corpul şi capacul unei biele.

Agregatul din figura 8 este destinat prelucrării complete a două grupuri de trei găuri de pe două feţe opuse ale corpului unui ventil de frînă. Piesa este atacată simultan din două direcţii şi se prelucrează în mod succesiv, gaură cu gaură, din patru treceri, executînd operaţii de strunjire eboş şi finisare strunjire degajare pentru filet şi filetare tarod prin copiere. Agregatul se compune din două unităţi de lucru ori-

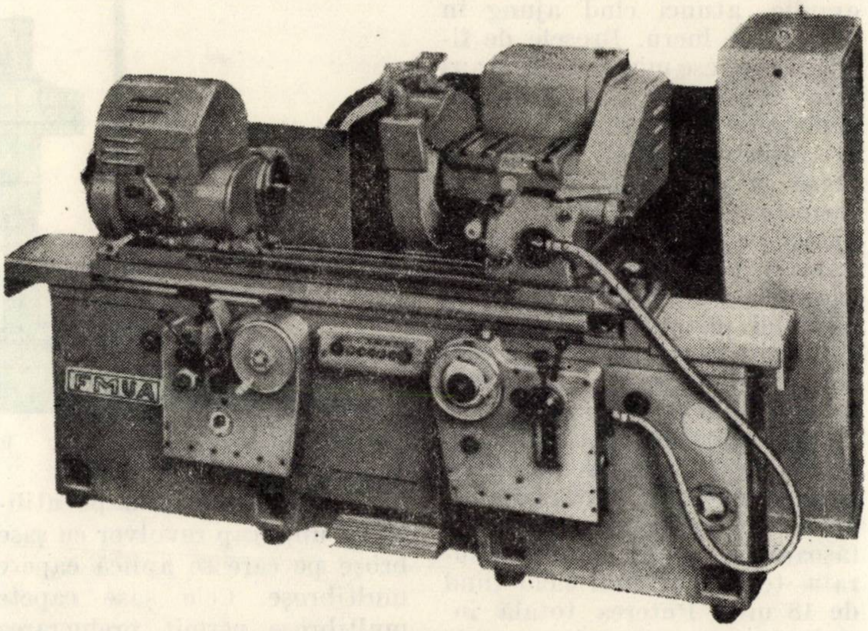


Fig. 7

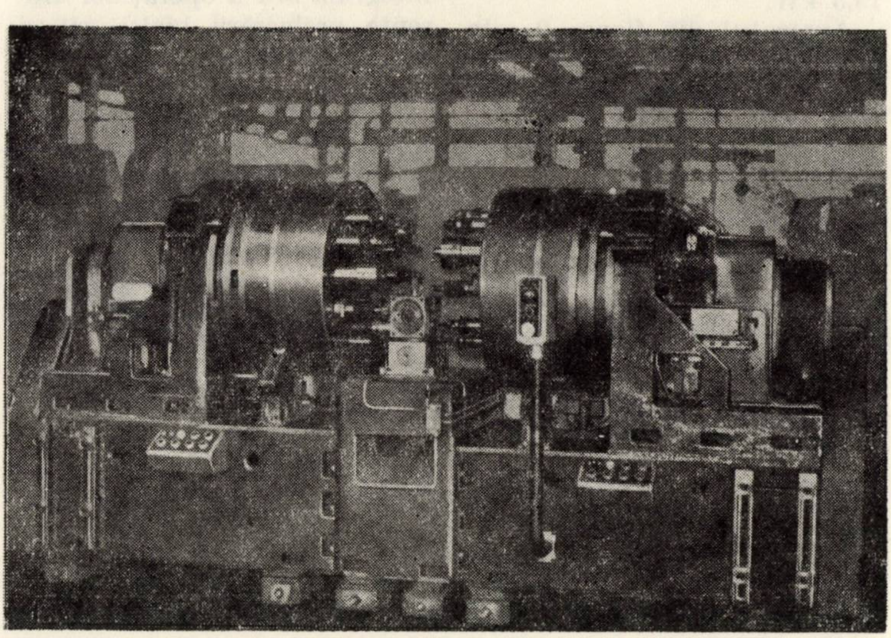


Fig. 8

zontale, fiecare unitate de lucru avînd cîte o turelă.

Turela din dreapta conţine 10 scule (6 pinole pentru strunjire eboş şi finisare; 2 pinole pentru strunjire degajare; 2 broşe pentru filetare), iar turela din stînga, 12 scule (6 pinole pentru strunjire eboş şi finisare; 3 pinole pentru strunjire degajare; 3 broşe de filetare).

Pinolele pentru operaţiile de strunjire şi strunjire degajare primesc mişcarea de avans individual, de la un cilindru hidraulic, atunci cînd ajung în poziţia de lucru. Broşele de filetare primesc mişcarea de avans prin copiere prin intermediul cuplajului electromagnetic care se găseşte montat pe fiecare broşă şi care este cuplat, de asemenea, numai atunci cînd ajunge în poziţia de lucru. Aducerea în poziţia de lucru a sculelor se face cu ajutorul mecanismului de antrenare şi indexare, după care turela se blochează cu ajutorul a trei cilindri hidraulici.

Exceptînd stríngerea şi destríngerea piesei, care se comandă manual, însă se efectuează hidraulic, celelalte operaţii se desfăşoară în ciclul automat, durata totală a unui ciclu fiind de 18 min. Puterea totală instalată a acestei maşini este de 15,5 kW.

Agregatul din figura 9 este destinat pentru efectuarea operaţiilor de găurire, adîncire, alezare şi filetare a găurilor de prindere dintr-o bielă şi capacul respectiv, de la un tip de motor produs de uzina „23 August"-Bucureşti.

Întrucît seria de fabricaţie este mijlocie, timpul disponibil pe bucată de circa 12 min permite prelucrarea succesivă a găurilor, fapt care a determinat soluţionarea constructivă a maşinii bazată pe utilizarea unui cap revolver cu şase broşe pe care se aplică capete multibroşe. Cele şase capete multibroşe permit prelucrarea integrală atît a operaţiilor aferente prelucrării bielei, cît şi capacului de bielă, binecînţeles prin înlocuirea sculelor aşchietoare şi reglarea corespunzătoare a camelor.

Soluţia adoptată asigură o mare compactitate agregatului, care execută cu un singur cap de forţă (capul revolver), şase operaţii distincte la bielă şi cinci operaţii distincte pentru capacul bielei, asigurînd prelucrarea lor în ciclu semiautomat. Dispozitivul de prindere acţionat manual asigură atît prinderea rigidă şi rapidă a ambelor piese, fără să introducă tensiuni şi deformaţii, cît şi ghidarea plăcilor capetelor multibroşe.

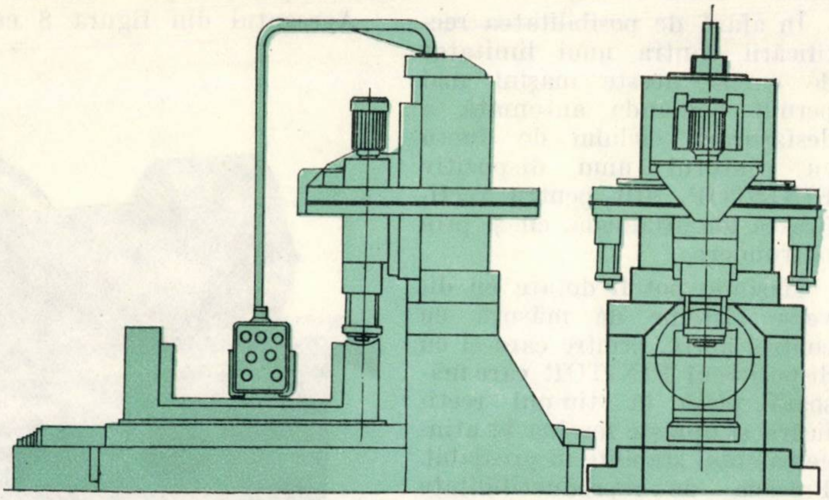


Fig. 10

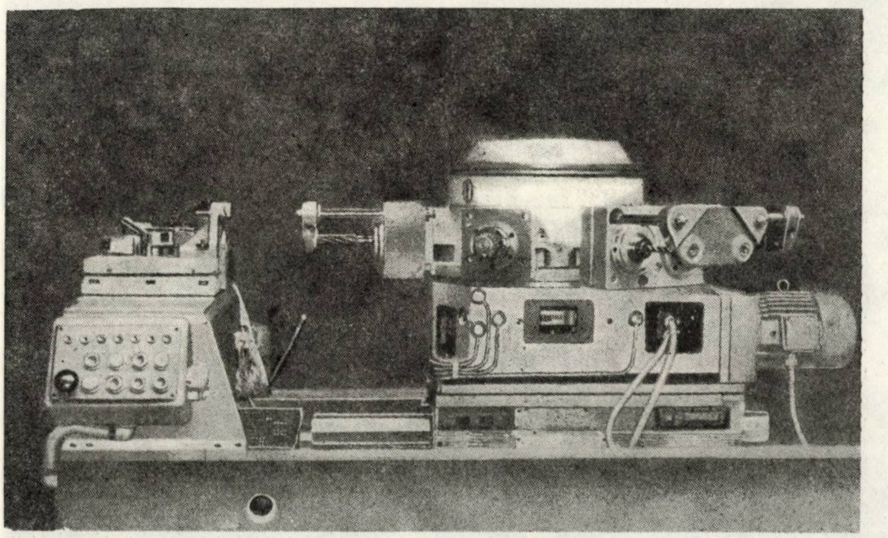


Fig. 9. Maşina de prelucrat găuri în bielă şi capacul bielei.

Pentru ridicarea productivităţii şi în domeniul producţiei de serie mijlocie, sînt în curs de realizare o serie de maşini prevăzute în principiu cu capete portscule schimbabile automat.

O astfel de maşină este destinată spre exemplu prelucrării unui carter de motor greu (fig. 10).

Această maşină este prevăzută cu un număr de 11 capete dispuse într-un magazin rotitor, care în mod automat, în funcţie de prelucrarea care trebuie efectuată, aduce în dreptul unităţii de acţionare, capul portsculă corespunzător. Masa maşinii se deplasează automat succesiv cu curse corespunzătoare distanţei între alezajele cilindrilor şi fiind dotată cu un dispozitiv pentru rotirea carterului, permite să se efectueze prelucrarea carterului pe cele trei fețe de asamblare.

În ce privește strungurile, se produc în țară, în prezent, peste 20 tipodimensiuni (exceptînd strungurile carusel). În fabricația respectivă Uzina de strunguri — Arad a dobîndit o bogată experiență. Dezvoltarea acestei uzine a fost deosebit de impetuoasă, trecînd de la o producție de 184 strunguri în 1950, la 2 067 strunguri în 1964 și la aproximativ 3 400 strunguri în 1968, ceea ce o situează printre cele mai mari întreprinderi producătoare de strunguri din lume.

Calitatea superioară a mașinilor-unelte fabricate în această uzină a făcut ca peste 35 % din producția de strunguri din anul 1968 să fie destinată exportului în peste 40 de țări de pe toate continentele.

În programul de fabricație al Uzinei de strunguri — Arad figurează producția de strunguri normale și strunguri revolver.

Strungurile normale cuprind o gamă de tipodimensiuni cu diametrul maxim de prelucrare între 220 și 800 mm, în diverse variante constructive în ceea ce privește distanța dintre vîrfuri și dotarea cu accesorii. Se subliniază, de asemenea, varianta de strung cu programare analogică tip SN 400 CP (fig. 11). Indicată a fi folosită în special în fabricația de mică serie, această mașină, în comparație cu strungurile cu comandă numerică, prezintă avantajul de a avea un preț mult mai redus. Drept purtător de program se folosește o bandă magnetică ce se înregistrează, fie la prelucrarea primei piese, fie după un șablon, în care caz se simulează respectivul program de lucru. Prelucrarea pieselor se face automat în baza programului înregistrat, care cuprinde dimensiunile piesei, avansurile și adîncimile de prelucrare și numărul de treceri, muncitorului revenindu-i în mod normal numai sarcina de a încărca și descărca mașina, putînd deservi astfel în același timp două sau trei mașini.

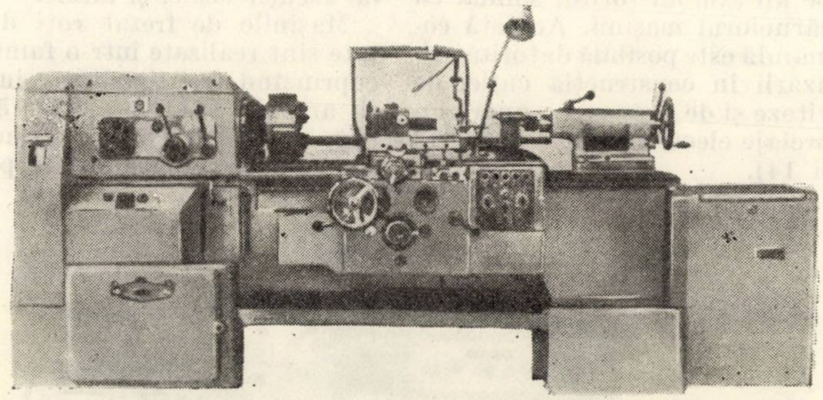


Fig. 11

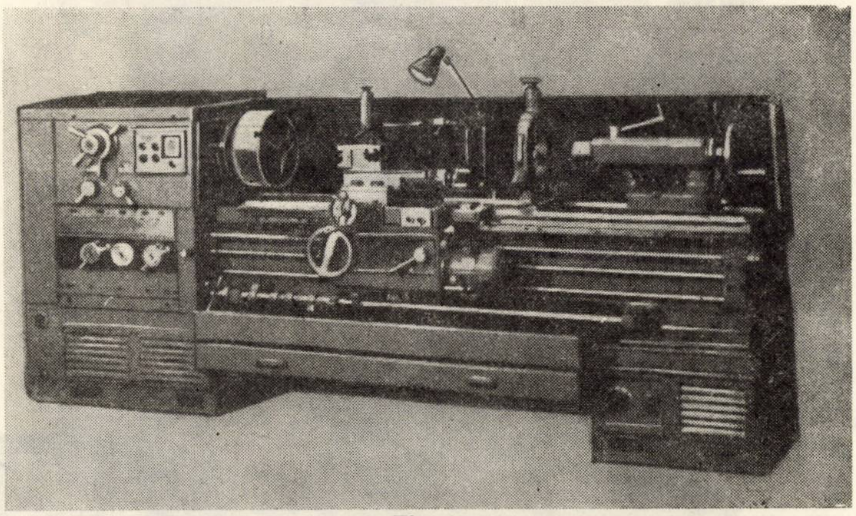


Fig. 12

Preocuparea uzinei pentru îmbunătățirea și modernizarea produselor din programul de fabricație este ilustrată prin noile strunguri paralele în curs de asimilare. Astfel, în patru familii sînt cuprinse 12 tipodimensiuni de mașini, prin care se acoperă un domeniu de prelucrare de la diametrul maxim de prelucrare de 220 mm la tipodimensiunea minimă, pînă la 800 mm, la cea maximă (fig. 12).

Se subliniază posibilitatea livrării acestor strunguri în diverse variante, atît în ceea ce privește lungimea între vîrfuri, cît și dotarea cu diverse accesorii speciale. Aceste accesorii permit fie mărirea gradului de universalitate (dispozitive de strunjit conic), fie mărirea productivității (dispozitive de afișare a cotelor, dispozitive de copiat, dispozitiv de strîngere automată a pieselor, suport portscule cu prindere rapidă etc.).

În programul de fabricație al Uzinei de strunguri — Arad figurează și producția de strunguri revolver cu ax orizontal (SRO 20 și SRO 40) și cu ax vertical (SRV 20 și SRV 40).

Aceste strunguri sînt destinate prelucrării de piese în serie mică și mijlocie, atît din bară, cît și din semifabricat, permițînd strunjiri longitudinale și plane, cu acționare manuală sau automată prin mecanismul de comandă după program, găurire prin avans manual sau mecanic și tăierea de filet.

Mașinile pot lucra cu comandă secvențială, mărimea avansului de lucru și a turației fiind comandate automat prin intermediul unor came fixate pe un tambur rotitor solidar cu căruciorul mașinii. Această comandă este posibilă datorită utilizării în construcția cutiei de viteze și de avansuri a unor ambreiaje electromagnetice (fig. 13 și 14).

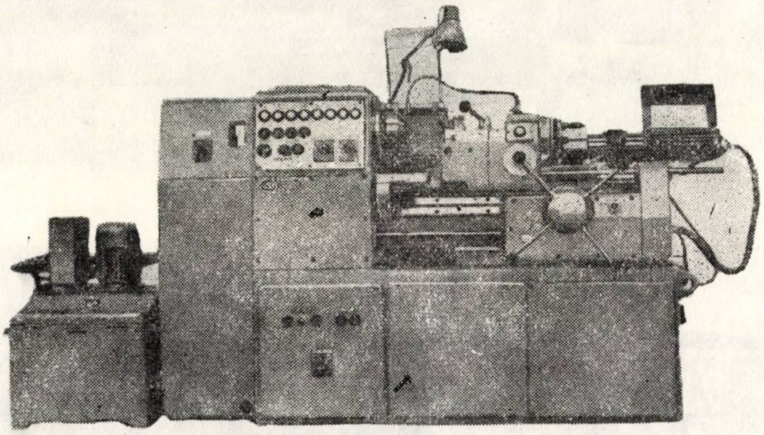


Fig. 13

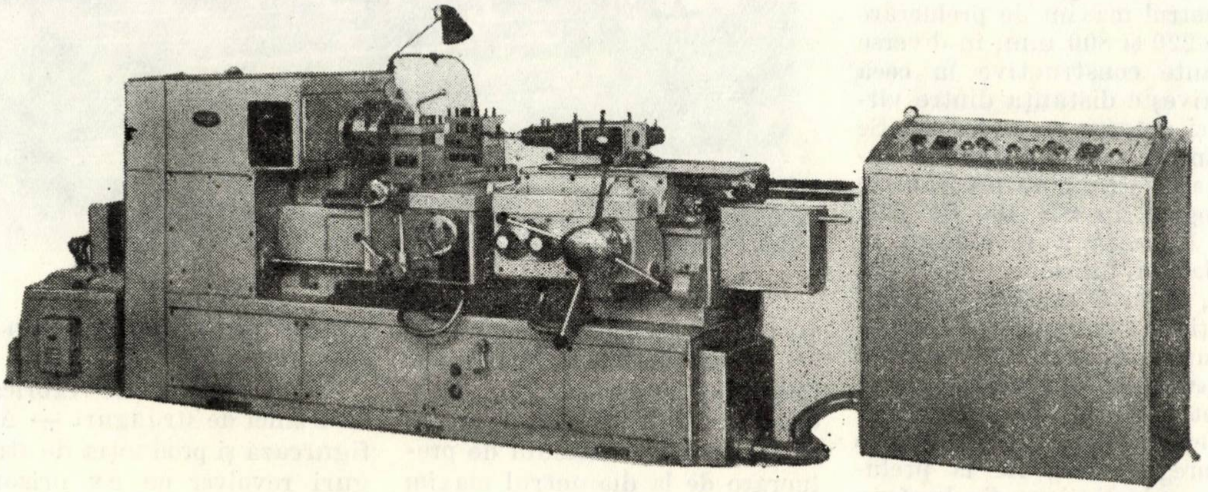


Fig. 14

Pentru mărirea productivității, aceste strunguri pot fi dotate cu diverse accesorii speciale, ca spre exemplu dispozitive de strîngere acționate hidraulic.

Una dintre întreprinderile din Republica Socialistă România cu veche tradiție în construcția mașinilor-unelte este Uzina mecanică-Cugir. Aici se produce un sortiment variat de mașini de frezat danturi, mașini de frezat cu consolă, mașini de rectificat rotund exterior, mașini de rectificat interior, mașini de rectificat plan, mașini universale de ascuțit scule, și altele.

Mașinile de frezat roți dințate sînt realizate într-o familie cuprinzînd trei tipodimensiuni, și anume FD 320, FD 500 (fig. 15) și FD 800. Aceste mașini acoperă domeniul de prelucrări al roților dințate cu diametrul exterior de la 30 pînă la 800 mm și cu modul pînă la 10 mm. Construcția lor permite prelucrarea prin rulare cu freză melc a diverse genuri de piese (roți dințate cu dantură dreaptă sau înclinată, roți melcate, roți cu lanț, arbori canelați și orice alte profile care pot fi obținute prin rulare). Se pot prelucra pe aceste mașini și șuruburi melc, în care caz o sculă Fellows se montează pe axul mesei rotative, iar piesa de prelucrat se fixează în locul în care, în mod normal, se află montată scula de frezat.

Prelucrarea danturii se poate efectua cu avans axial, tangențial sau în diagonală. De asemenea este posibilă prelucrarea în sensul sau în contra sensului avansului, în care scop mașinile dispun de mecanisme de scoatere automată a jocului, împiedicîndu-se astfel apariția vibrațiilor. Mașinile dispun, de asemenea, de un sistem care permite deplasarea tangențială intermitentă a sculei (shifting).

Aceste mașini se caracterizează printr-o înaltă productivitate, datorită rigidității construcției, cum și prezenței diverselor mecanisme care asigură scurtarea timpilor auxiliari (strîngerea hidraulică a pieselor, posibilitatea efectuării deplasărilor rapide în toate direcțiile, realizarea ciclurilor automate de lucru).

Datorită preciziei ridicate a angrenajelor pe care le realizează (clasa de precizie 7 STAS 6273—60), cum și domeniului de prelucrări pe care le acoperă (domeniu și posibilități tehnologice), gama de mașini de frezat danturi produse de UMC satisface cea mai mare parte a cerințelor fabricației de angrenaje din țara noastră.

În programul de fabricație al acestei uzine figurează și producția mașinilor de frezat cu consolă, care se realizează în două variante constructive și anume, ca mașină de frezat universală sau ca mașină de frezat verticală (fig. 16 și 17).

Din punct de vedere dimensional fiecare dintre aceste mașini se execută în două mărimi ale mesei de lucru, respectiv cu mese cu dimensiunile 320 × × 1 400 mm sau 400 × 1 600 mm.

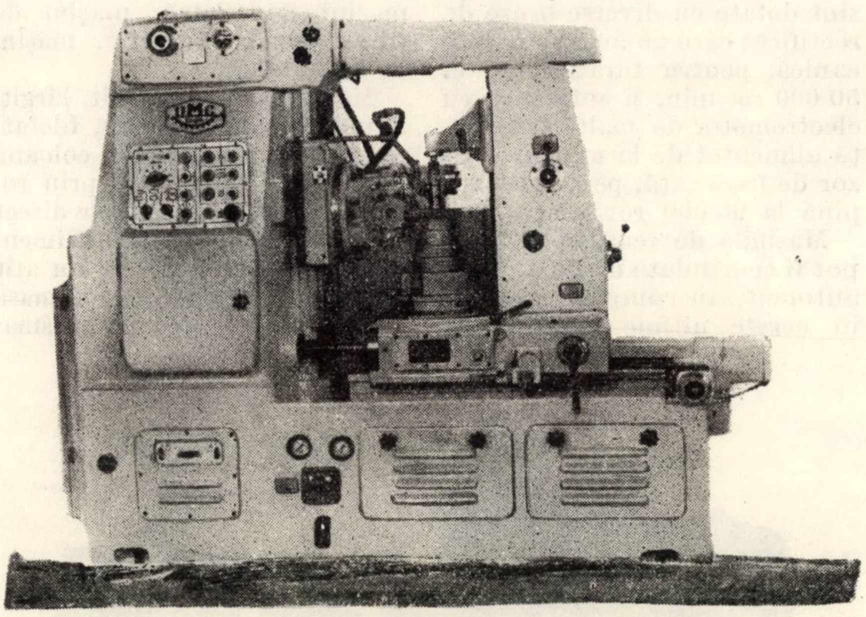


Fig. 15

Un dispozitiv hidraulic permite ca după terminarea cursei de prelucrare în plan orizontal, scula să se îndepărteze de suprafața prelucrată cu 1 mm, ceea ce face să se evite uzura sculei în timpul cursei de întoarcere.

Aceste mașini se realizează și în varianta cu comandă după program secvențial, care permite să se programeze 13 diverse comenzi (deplasarea mesei în toate cele șase sensuri, avans rapid, avans de lucru, oprirea axului principal, retragerea în poziția inițială, preselectarea canalelor cu limitatoare pentru următoarea secvență etc.

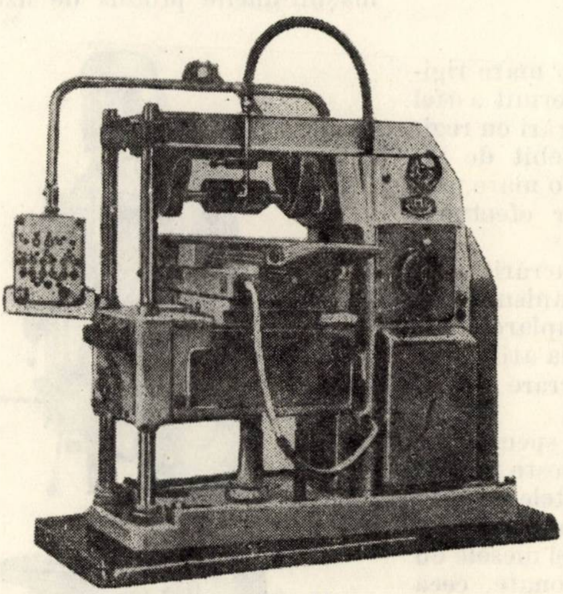


Fig. 16

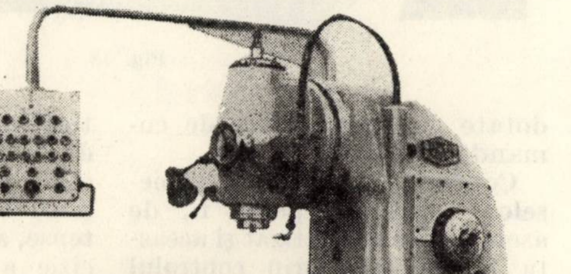


Fig. 17

Gradul de folosire a acestor mașini este extins prin posibilitatea dotării lor cu un număr important de accesorii speciale, dintre care se menționează : masă rotativă, cap divizor universal, cap de frezat vertical și altele.

Din bogatul sortiment de mașini de rectificat produse de UMC pot fi scoase în evidență, în mod deosebit, mașinile de rectificat interior tip RI 80 (fig. 18).

Aceste mașini de înaltă precizie sînt folosite, cu deosebit succes, atît în întreprinderile cu specific de serie mică, cît și în cazul producției de masă, ca spre exemplu în fabricația de rulmenți sau de autovehicule.

Pot fi rectificate piese cu diametrul interior de la 10 pînă la 135 mm. Pentru a se acoperi un domeniu atît de larg, mașinile sînt dotate cu diverse broșe de rectificat care au antrenare mecanică, pentru turații pînă la 50 000 rot/min, și antrenare cu electromotor de înaltă frecvență alimentat de la un convertizor de frecvență, pentru turații pînă la 95 000 rot/min.

Mașinile de rectificat RI 80 pot fi comandate manual, semiautomat sau complet automat, în aceste ultime cazuri fiind dotate cu echipamente de comandă electrohidraulice.

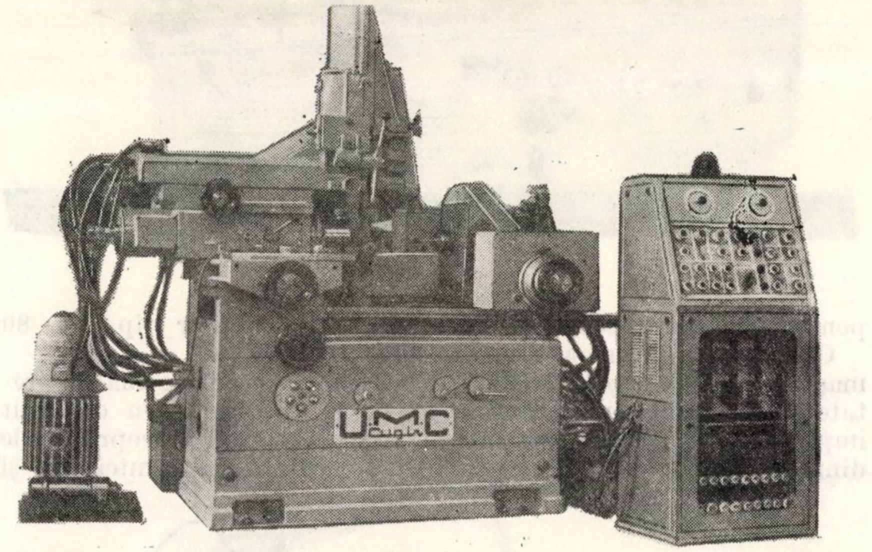


Fig. 18

Controlul dimensional al pieselor rectificate poate fi, de asemenea, automatizat și aceasta fie indirect prin controlul poziției pietrei, fie direct printr-un palpator care sesizează dimensiunea și o transmite unui aparat electronic, operația de rectificare oprindu-se automat la atingerea dimensiunii dorite. Dispozitive speciale realizează în mod automat tăierea pietrelor de rectificat interior sau frontal, asigurînd în același timp compensarea automată a poziției respectivelor elemente.

O altă întreprindere din țară specializată în construcția mașinilor-unelte este uzina „Înfrățirea"-Oradea. Produsele uzinei „Înfrățirea" sînt cunoscute în peste 35 țări, producția destinată exportului în anul 1968 fiind de 32%.

Programul de fabricație curentă cuprinde mașini de găurit, mașini de filetat, mașini de frezat pentru sculărie, mașini de rabotat etc.

Mașina G—16 (găurit, lărgit, adîncit, zencuit, alezat, filetat) are masa montată pe o coloană cilindrică, astfel încît prin rotirea ei se pot fixa piesele direct pe placa de bază. Tipodimensiunile G—25 și G—40 au atît capul de antrenare, cît și masa montate pe o coloană prismatică, ceea ce oferă o mare rigiditate mașinilor și permit astfel efectuarea de prelucrări cu regimuri de lucru deosebit de intense, asigurîndu-se o mare precizie a prelucrărilor efectuate (fig. 19).

Pentru cazul prelucrării unor piese în serie, mecanismul de avans permite decuplarea automată a avansului la atingerea adîncimii de prelucrare stabilite în prealabil.

Dintre accesoriile speciale cu care pot fi livrate aceste mașini se menționează capetele de găurit multibroșe, capetele revolver, mesele rotative și mesele cu deplasarea în coordonate, ceea ce contribuie la mărirea productivității prelucrărilor.

Mașina de găurit universală GU—25 este un nou produs al uzinei Înfrățirea (fig. 20).

În afară de posibiltățile de prelucrare și manevrare ale mașinilor verticale, mașina mai are posibilitatea rotirii și înclinării capului de găurit, cum și deplasarea lui radială pe un braț în consolă, ceea ce îi oferă un mare grad de mobilitate în spațiu, calitate ce o face deosebit de indicată în operațiile care se efectuează la montaj sau în atelierele de pe șantiere.

Un alt produs solicitat în mare măsură atît de beneficiarii interni cît și de cei externi este mașina de frezat universală de sculărie, realizată în două tipodimensiuni FUS—200 și FUS—250, cu dimensiunile de bază ale mesei de 200 × 570 mm și respectiv 250 × × 840 mm. Din mașina FUS—200 derivă și varianta de precizie ridicată FUS—200 P (fig. 21).

Aceste mașini corespund tuturor cerințelor în ceea ce privește prelucrarea sculelor, dispozitivelor, matrițelor și pieselor de mecanică fină. Se pot executa operații de frezare, găurire și mortezare, cu avans manual sau mecanic, în care ultim caz comanda în cele trei direcții se efectuează cu ajutorul unei singure manete.

Din variatul sortiment de mașini-unelte produs de uzina

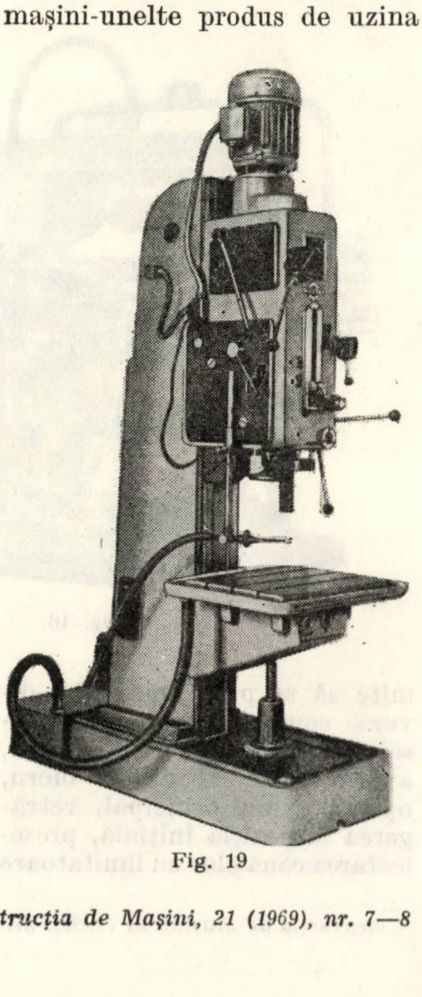


Fig. 19

„Înfrăţirea"-Oradea se mai menţionează familia de maşini de rabotat, formată dintr-o maşină de construcţie mai uşoară cu cursa maximă de 425 mm (tip S—425 B) şi două maşini grele cu cursa de 700 mm (tip S—700) şi respectiv de 800 mm (tip S—800).

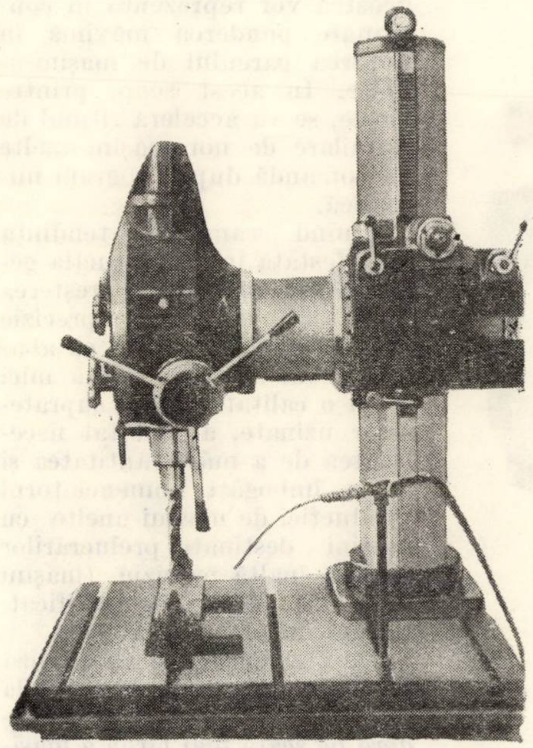


Fig. 20

Această ultimă maşină se remarcă printr-o înaltă productivitate şi este dotată cu un dispozitiv hidraulic de copiat după şablon (fig. 22).

Prin dotarea cu un dispozitiv divizor, maşina are posibilitatea să prelucreze roţi de lanţ şi alte piese asemănătoare. Cu ajutorul unui dispozitiv de mortezat, care poate fi cu uşurinţă adaptat maşinii, se pot executa printre altele locaşuri pentru pene în alezajele pieselor. Astfel fiind, în comparaţie cu maşinile clasice de acest gen, posibilităţile de prelucrare ale acestei maşini sînt mult mai numeroase. În construcţia de bază a maşinii sînt folosite o serie de soluţii deosebit de moderne, ca de exemplu, mecanismul de reglare continuă a avansurilor orizontale şi verticale ale mesei şi sistemul diferenţial de reglare a mesei. Se menţionează, de asemenea, dispozitivul care ridică cuţitul mai repede decît întoarcerea berbecului, ceea ce micşorează uzura cuţitului.

Toate aceste dispozitive şi calităţi funcţionale fac ca maşina de rabotat S—800 să asigure o productivitate deosebit de ridicată în exploatare.

Industria constructoare de maşini-unelte din România cuprinde în programul de fabricaţie un bogat sortiment de maşini de debitat şi de prelucrări prin deformare (ferăstraie alternative, ferăstraie circulare, foarfece, maşini pentru prelucrarea tablei, prese cu excentric, ciocane pneumatice etc.).

Un adintre întreprinderile specializate în producţia unor astfel de maşini este Uzina mecanică—Sibiu, care produce, printre altele, ferăstraie alternative pentru debitarea materialelor cu diametrul maxim de 250 mm, ferăstraie circulare cu diametrul pînzei de 710 mm şi prese cu excentric.

În cadrul subramurii constructoare de maşini-unelte din Republica Socialistă România, o atenţie deosebită s-a acordat în special în ultima perioadă, asimilării unor organe de maşini intrînd în componenţa maşinilor-unelte care pînă în prezent se importau.

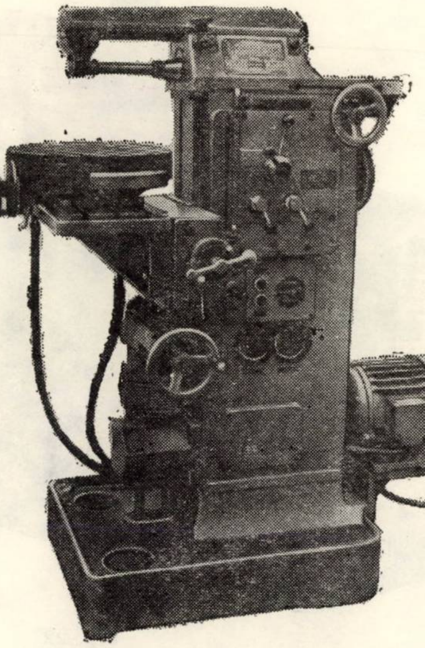


Fig. 21

Astfel, este în curs de asimilare o gamă de cuplaje şi frîne electromagnetice pentru transmiterea unor momente de răsucire dinamice cuprinse între 2 kgm şi 160 kgm. Acestea sînt realizate în varianta cu lamele străbătute sau nestrăbătute de fluxul magnetic, cum şi în varianta cu dinţi.

De asemenea pentru dotarea maşinilor de rectificat se asimilează o gamă de broşe de rectificat interior cu antrenare mecanică, avînd turaţia de la 4 000 la 55 000 rot/min.

În domeniul aparatajului intrînd în componenţa sistemelor de acţionare hidrostatice şi a sistemelor de ungere, este în curs de asimilare o gamă largă de elemente, prin care se va acoperi majoritatea cerințelor industriei constructoare de mașini-unelte.

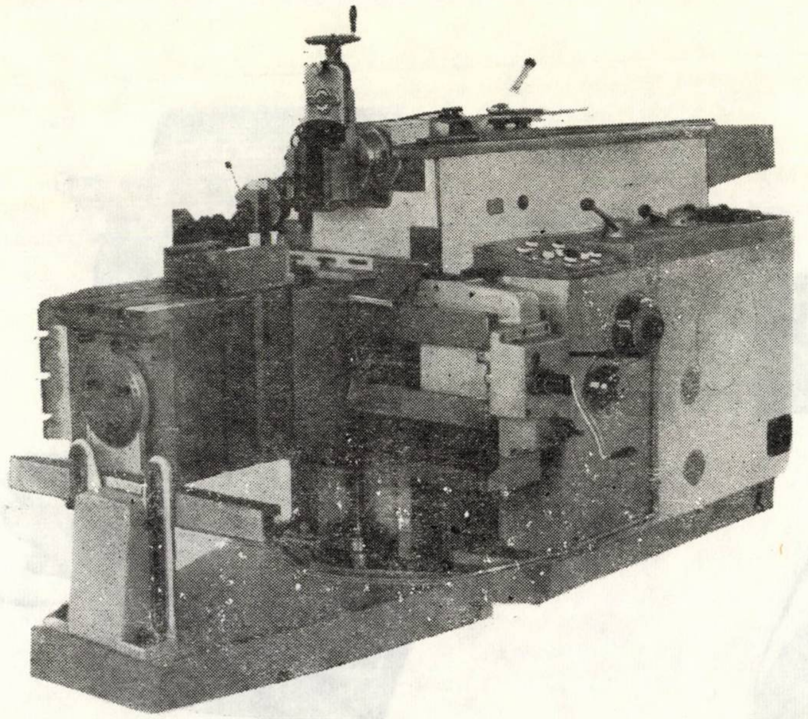


Fig. 22

În afară de acestea un bogat sortiment de accesorii speciale, fabricate de întreprinderi specializate, sînt puse la dispoziția producătorilor și beneficiarilor de mașini-unelte ca spre exemplu : dispozitive de control activ, capete divizoare, mese rotative, mese înclinabile, mese de deplasare în coordonate, dispozitive de copiat electrice și hidraulice, instalații de epurare a emulsiei etc.

O preocupare deosebită o va constitui realizarea de mașini-unelte care să uzineze în condiții de productivitate ridicată chiar în cazul în care sînt destinate fabricației în serii mici și unicate.

Se va acorda o atenție specială acestor mașini, deoarece acestea vor reprezenta în continuare ponderea maximă în dotarea parcului de mașini-unelte. În acest scop, printre altele, se va accelera ritmul de asimilare de noi mașini-unelte cu comandă după program numerică.

Ținînd seamă de tendința manifestată în construcția generală de mașini, de creșterea ponderii pieselor cu precizie dimensională ridicată, cu abateri geometrice de formă mici și cu o calitate fină a suprafețelor uzinate, a rezultat necesitatea de a mări cantitatea și de a îmbogăți nomenclatorul producției de mașini-unelte cu mașini destinate prelucrărilor fine de înaltă precizie (mașini de alezat, mașini de rectificat, mașini de superfinisat etc.).

De asemenea, se va analiza cu mai multă atenție în perioada care urmează, eventuala extindere pe scară mai largă a mașinilor-unelte de prelucrare prin procedee neconvenționale, ca, de exemplu, prin electroeroziune sau prin procedee electrodinamice.

DC 621.9(09)

Development of Machine-tools Industry in the Socialist Republic of Romania

Within Romania's machine building industry, machine tools production plays an ever increasing role as it has to meet the large domestic demand as well as the foreign market requirements.

This is fully illustrated both by the rapidly growing out-put of machine tools and the wide range of types and dimensions in current fabrication (fig. 1).

The development is reflected also by the high degree of complexity attained by the machine tools. Indeed starting with standard machinery (lathes, drilling and milling machines, eccentric presses etc.) by now Romanian producers are able to supply a wide range of complex design machines such as horizontal boring-milling machines, turret and disc revolving lathes, gear cutting milling machines, etc. including program controlled machines.

Romanian-made machine tools have won high appreciation abroad and at present more that a third of Romania's machine tools output is being exported.

With a view to ensuring a steady expansion of machine-tools production able to meet the ever increasing demand of the market an institute for research and design on machine tools endowed with laboratories and experimental shops has been created. The institute works in close cooperation with the designing departments of the factories.

The paper presents the fabrication programs of the main machine-tool producing enterprises, outlining their latest achievements and particularly the products which are going to be staged at the 1969 Achievements of the National Economy Exhibition (EREN 69).

In conclusion the author presents future trends and prospects of Romanian machine-tools industry.

CD 621.9(09)

Le développement de l'industrie de la construction des machines-outils de la République Socialiste de Roumanie

Au cours du développement de l'industrie de la construction de machines de la Roumanie, un rôle de plus en plus important revient à la production des machines-outils afin de faire face à l'augmentation des demandes du marché interne ainsi que, dans une mesure de plus en plus large, à l'exportation.

Ce fait peut être illustré par l'accroissement excéssivement rapide de la production de machines-outils ainsi que par celui des typodimensions en cours de fabrication (fig. no. 1).

Ce développement s'est reflété aussi dans l'accroissement de la complexité des machines-outils, domaine où l'on a passé de la production de certaines machines à complexité relativement normale (tours, poinçonneuses, fraiseuses, presses à excentrique etc.) à la fabrication d'un grand sortiment de machines-outils à complexité élevée (machines horizontales à aléser et fraiser, tours caroussel, tours-révolvers, machines à usiner les dents etc. , inclusivement les machines-outils dotées de systèmes de commande d'après un programme numérique.

Les machines-outils produites dans la République Socialiste de Roumanie sont appréciées de mieux en mieux aussi au-delà des frontières du pays. Actuellement, plus d'un tiers du volume de la production roumaine de machines-outils est destiné à l'exportation.

Pour assurer le développement de la construction des machines-outils, au niveau des demandes de plus en plus nombreuses des bénéficiaires, on a créé un institut de recherches et d'élaboration de projets, doté de laboratoires et d'ateliers expérimentaux, dont l'activité se déroule en liaison étroite avec les services de conception des usines.

On présente ensuite, dans l'article, les programmes de fabrication des principales entreprises qui construisent des machines-outils, mettant en évidence leurs plus récentes réalisations et, particulièrement, les produits qu'elles vont exposer dans le cadre de l'EREN 69.

À la fin de l'article on indique quelques tendances principales qui caractériseront le développement, à l'avenir, de la production de machines-outils de Roumanie.

DK 621.9(09)*

Entwicklung der Werkzeugmaschinenindustrie in der Sozialistischen Republik Rumänien

Im Zuge der Entwicklung des Maschinenbaus in Rumänien kommt der Produktion von Werkzeugmaschinen eine immer bedeutendere Rolle zu, um sowohl den wachsenden Bedarf des Binnenmarkts als auch der zunehmenden Nachfrage auf dem Weltmarkt gerecht zu werden.

Dies ist sowohl aus dem äusserst raschen Anwachsen der Werkzeugmaschinenproduktion als auch der Vielfalt der erzeugten Baumuster und-grössen ersichtlich (Abb. 1).

Diese Entwicklung kam auch in dem immer komplexeren Grad der Werkzeugmaschinen zum Ausdruck, nachdem von der Herstellung normaler Maschinen (Drehmaschinen, Bohrmaschinen, Fräsen, Exzenterpressen usw.) zum Bau eines weitgespannten Sortiments von äusserst komplexes Werkzeugmaschinen übergegangen wurde (horizontale Ausbohr — und Fräsmaschinen, Karuselldrehmaschinen, Revolverdrehbänke, Maschinen für Zahnradbearbeitung usw.) einschliesslich Maschinen mit nummerischer Programmsteuerung.

Die in der Sozialistischen Republik Rumänien gebauten Werkzeugmaschinen erfreuen sich einer immer grösseren Anerkennung im Ausland. Zur Zeit ist mehr als ein Drittel der rumänischen Werkzeugmaschinenproduktion für den Export bestimmt.

Um die Weiterentwicklung des Werkzeugmaschinenbaus auf dem Niveau der wachsenden Nachfrage zu sichern, wurde ein Institut für Forschung und Entwicklung gegründet, ausgestattet mit Laboratorien und Versuchwerkstätten, dessen Tätigkeit in engem Zusammenwirken mit den Konstruktionsbüros der Werke entfaltet wird.

Fortfahrend werden im Aufsatz die Fabrikationsprogramme der wichtigsten Werkzeugmaschinenbetriebe dargelegt und deren jüngsten Leistungen, vor allem die Erzeugnisse, die bei der Leistungsschau EREN 69 gezeigt werden, hervorgehoben.

Abschliessend werden die Haupttendenzen der künftigen Entwicklung der Werkzeugmaschinenproduktion in Rumänien umrissen.

DK 621.9(09)

Развитие промышленности станкостроения в Социалистической Республике Румынии

В рамках развития машиностроительной промышленности в Румынии, большая роль отводится производству станков как для обеспечения возрастающих потребностей внутреннего рынка, так и для расширения экспорта.

Для иллюстрирования вышесказанного можно привести мощный рост продукции станков, а также типоразмеров, находящихся в производстве (рис. I).

Это развитие отражается также в увеличении комплексности станков, путем перехода от производства станков сравнительно нормальной комплексности (токарные станки, сверлильные машины, фрезерные станки, эксцентриковые прессы), к производству широкого ассортимента особенно комплексных станков (горизонтальные станки для расточки и фрезерования, карусельные станки, револьверные станки, зуборезные станки и пр.), включительно станки, предусмотренные системами числового программного управления.

Станки, выпускаемые в Румынии высоко оцениваются заграницей. В настоящее время больше чем одна треть из общего объема румынской продукции станков предназначена для экспорта.

Для обеспечения дальнейшего развития станкостроения на уровне постоянно растущих требований заказчиков, был создан проектно-исследовательский институт, оснащенный лабораториями и экспериментальными мастерскими, деятельность которого проводится в тесной связи с конструкторскими отделами заводов.

В продолжение, в статье приводятся производственные программы главных станкостроительных заводов, отмечая последние достижения и, главным образом, изделия, которые будут представлены на Выставке достижений народного хозяйства Румынии '69.

В заключение излагаются основные тенденции, характеризирующие дальнейшее развитие производства румынских станков.

CZ 622.24.06

Realizări în construcţia de utilaj petrolier pentru foraj-extracţie, în Republica Socialistă România

Ing. P. TURICU, ing. C. GÜRTLER, ing. V. ANASTASIU
IPCUP — Bucureşti

Experienţa de peste un secol în exploatarea zăcămintelor proprii de ţiţei şi gaze, încadrată în condiţiile optime create de procesul de industrializare a tuturor sectoarelor economiei naţionale, a dat posibilitatea ca în România să se dezvolte o puternică industrie constructoare de utilaj petrolier. În prezent, pe lîngă asigurarea integrală a necesităţilor interne, această ramură industrială ocupă un loc de frunte pe piaţa mondială.

Dezvoltarea tehnică a acestui domeniu este asigurată de Institutul de proiectare şi cercetare pentru utilaj petrolier — IPCUP. Dotat cu personal de specialitate, institutul are ca preocupare principală menţinerea utilajului petrolier românesc la cel mai înalt nivel al cerinţelor actuale. Alăturat de aceasta, uzinele constructoare dispun şi ele de compartimente de concepţie de înaltă calificare.

Execuţia este încredinţată mai multor uzine specializate în fabricaţia utilajului petrolier: uzina „1 Mai”-Ploieşti, Uzina de utilaj petrolier — Tîrgovişte, uzina „Hidromecanica”-Braşov, Uzina mecanică-Cîmpina, uzina „Vulcan”-Bucureşti etc. Utilajele produse de aceste uzine au fost exportate în peste 20 de ţări între care se pot cita: Algeria, Argentina, Republica Democrată Germană, Bulgaria, Brazilia, Cehoslovacia, China, Cuba, Ghana, India, Polonia, Ungaria, U. R. S. S.

Pe baza experienţei cîştigate în domeniul utilajului pentru forat sonde de ţiţei şi gaze, s-a dezvoltat în ultimii ani concepţia şi execuţia utilajelor pentru domenii cu specific apropiat, instalaţii de foraj pentru prospectarea mineralelor utile solide (sondeze geologice) şi instalaţii pentru forat puţuri de apă. Este în curs de dezvoltare concepţia şi fabricaţia utilajelor similare pentru industria construcţiilor.

Utilaj pentru forajul sondelor

Instalaţiile de foraj, prin importanţa şi complexitatea lor, ocupă primul loc în această grupă.

În prezent se fabrică o gamă completă de instalaţii de foraj pentru sonde de ţiţei şi gaze pentru adîncimi maxime de la 1 200 m la 7 000 m, prezentată în tabela 1.

Dintre acestea, instalaţia T-50 este transportabilă pe remorcă, celelalte fiind stabile.

Majoritatea instalaţiilor sînt prevăzute cu masturi rabatabile, care se montează la sol, fiind apoi ridicate în poziţia de funcţionare cu troliul instalaţiei. Mastul instalaţiei T—50 este telescopic, pentru a se încadra în dimensiunile de transport ale remorcii.

Instalaţia 4DH—315, este dotată cu turlă metalică piramidală, timpul de montaj mai lung al acesteia fiind neglijabil faţă de durata de staţionare a unei instalaţii destinată forajului sondelor de mare adîncime. În schimb, înălţimea de 53 m a turlei permite extragerea în paşi de 36 m, ceea ce duce la reducerea timpilor de manevră, factor ce devine deosebit de important o dată cu creşterea adîncimii de foraj.

Pentru reducerea şi uşurarea operaţiilor de montare - demontare, la instalaţia F—200,

Tabela 1

Caracteristici tehnice	Tipul instalatiei								
	T—50	2DH—75	E—75	F 125	4LD—150	F—200	3DH—200	3DH—250	4DH—315
Sarcina maximă de lucru la cîrlig, tf	70	100	100	125	180	200	250	250	400
Sarcina normală de lucru la cîrlig, tf	50	75	75	80	150	125	200	200	315
Adîncimea maximă de lucru cu prăjini 4″ 1/2, m	1 200	2 200	2 200	2 500	3 200	4 000	5 000	5 000	7 000
Puterea instalată CP, kW	350	700	800	1 780	1 400	1 400	2 100	2 400	2 800
Numărul de pompe antrenate de la instalaţie	—	1	—	2	2	2	2	1	2
Puterea maximă a unei pompe, CP	—	465	—	630	465	800	800	1 250	1 250

3DH—200 şi F—125, troliul este amplasat la nivelul de 1400 mm, înălţimea curentă a platformelor mijloacelor de transport. În acest fel, subansamblul cel mai greu nu mai este necesar a fi ridicat, ci numai deplasat prin tragere, pe sania proprie.

Toate instalaţiile sînt realizate cu transmisii cu lanţuri cu role închise în cutii etanşe şi cu ungere sub presiune.

Grupurile de motoare diesel sînt cuplate cu instalaţiile pe care le acţionează prin transmisii hidrodinamice convertizoare de cuplu, cu excepţia instalaţiei 4LD—150 care este echipată cu turboambreiaje.

Pompele de noroi asigură puterea hidraulică necesară forajului cu jet pînă la adîncimea care poate fi atinsă de instalaţie.

Instalaţiile F–200, 3DH–200 şi 4DH — 315 pot fi livrate cu dispozitiv hidraulic pentru menţinerea constantă a apăsării pe sapă (avans automat).

Prezenţa la numeroase tîrguri internaţionale a instalaţiilor de foraj româneşti a fost încununată prin două medalii de aur: 3DH—200 la Leipzig şi F—200 la Brno.

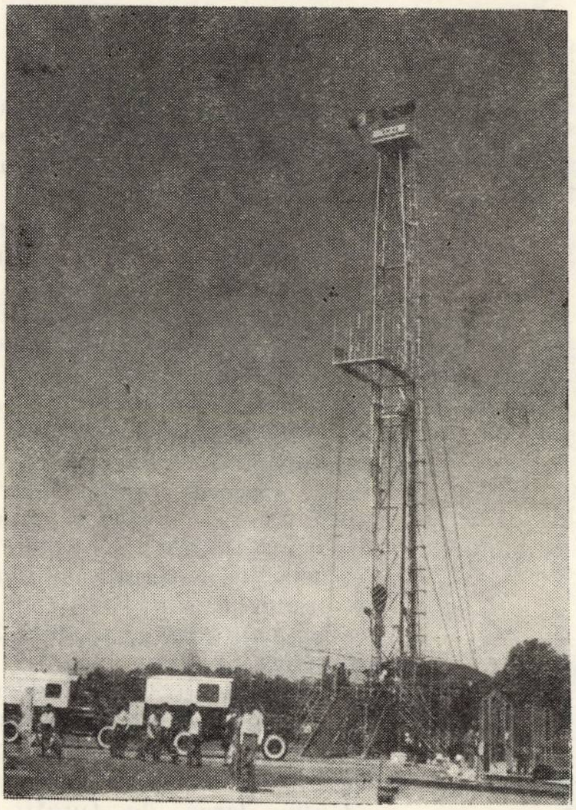


Fig. 1

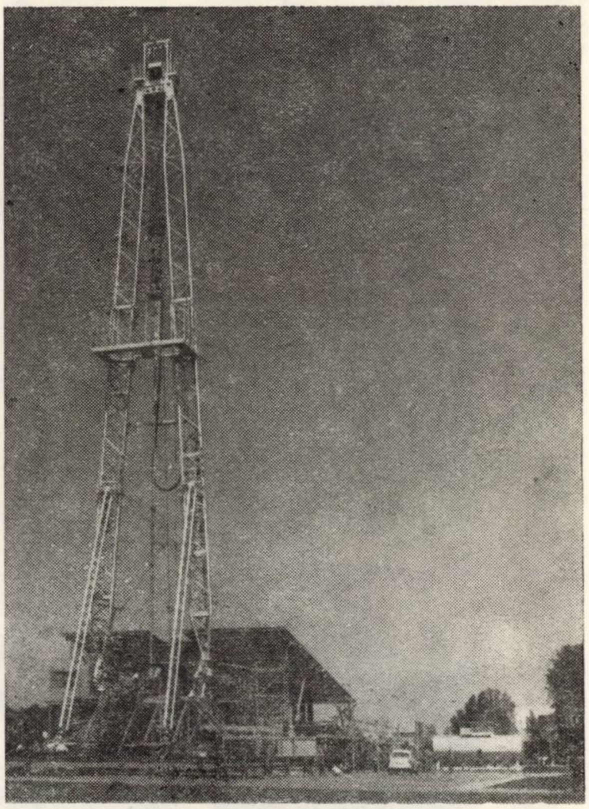


Fig. 2

Instalaţia de foraj F—125 este noul utilaj românesc destinat a săpa sonde de ţiţei şi gaze pînă la adîncimea de 2 500 m.

Printre elementele de noutate pe care le prezintă se remarcă în primul rînd înălţimea de 4400 mm a podului sondei. Această înălţime precum şi concepţia în sine a construcţiei permit montarea celor mai complexe instalaţii de prevenire a erupţiilor, introducerea lor la gura puţului putînd fi făcută în stare asamblată.

Instalaţia dispune de un complex modern de preparare, circulaţie şi depozitare a noroiului de foraj, caracterizat prin: — habe de mare capacitate — 3 × 40 m^3; — spaţii de decantare a nisipului şi dispozitive de denisipare cu hidrocicloane; — (transvazările de noroi între habe se execută cu ajutorul unor pompe centrifuge.

S-a prevăzut ca instalaţia să necesite un volum minim de lucrări de transport, montaj şi demontaj premisă realizată prin — numărul redus de unităţi de transport; amplasarea la sol sau la nivelul platformei camioanelor grele a majorităţii părţilor sale componente, montajul putînd fi făcut cu macarale de montaj cu o capacitate de maximum 3 tf; folosirea unor soluţii constructive care reclamă operaţiuni de centrare şi asamblare puţin pretenţioase (axe cardanice şi curele trapezoidale pentru partea mecanică şi bolţuri pentru partea de construcţie metalică); transmisii cu lanţ închise în băi de ulei, montate din uzină; eliminarea oricăror fundaţii, elementele instalaţiei putînd fi aşezate pe grinzi de beton sau lemn.

Este de remarcat modul de realizare a podului sondei la înălţimea de 4 400 mm şi a substructurii mesei rotative. Întreg ansamblul se compune din tronsoane descărcate din mijloacele de transport la nivelul platformelor acestora (1400mm), ridicate ulterior şi montate la nivelul de lucru, prin deplasări pe orizontală sau rabatări care pot fi făcute uşor cu cabestanul pneumatic cu care este dotată instalaţia. Ultimul tronson, blocul pernelor de prăjini, care se montează după rabatarea mastului, poate fi manevrat cu sistemul de ridicare propriu al instalaţiei (troliu, geamblac, macara).

În afara comenzilor pneumatice centralizate la pupitrul sondorului şef, instalaţia este dotată cu un număr sporit de dispozitive de mecanizare : — pene pneumatice ; dispozitiv pentru menţinerea constantă a apăsării pe sapă (avans automat al sapei) ; dispozitiv de înşurubat bucata de avansare ; dispozitiv pentru tras prăjina pătrată ; pod de tubaj reglabil ; cabestan pneumatic ; bandă transbordoare pentru chimicale.

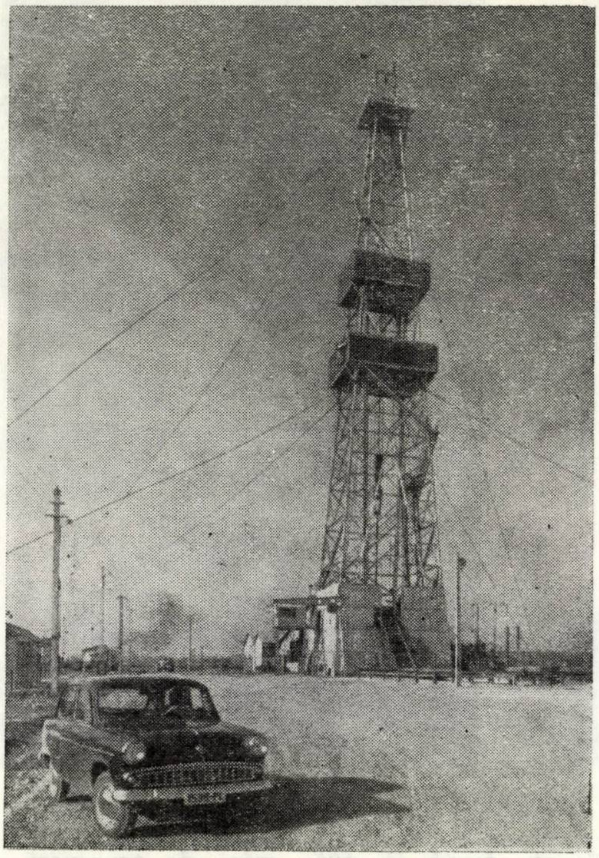


Fig. 3

*

Pentru forajul de prospecţiuni prin carotaj mecanic, s-a asimilat gama de sondeze geologice prezentată în tabela 2.

Instalaţiile sînt concepute pentru a asigura în condiţii optime cerinţele specifice prospecţiunilor geologice şi tethnologiilor moderne ale carotajului mecanic continuu.

Ele pot fi demontate în subansamble uşoare, posibil a fi transportate în locuri greu accesibile, (galerii miniere subterane). Pentru lucrări la suprafaţă, instalaţiile SG—300 se livrează în variantă montată pe remorcă, iar SG—150 în variantă autotransportabilă. De asemenea, pentru lucrări de suprafaţă, toate tipurile de instalaţii pot fi echipate cu masturi rabatabile, în construcţii uşoare.

Gama largă de turaţii la capul rotativ asigură forajul şi carotajul în orice condiţii de teren, cu orice tipuri de sape sau carotiere, inclusiv cele cu diamante.

Avansul hidraulic al garniturii de foraj reprezintă o altă condiţie necesară forajului cu diamante, asigurat de sondezele din gama SG.

Pompele de noroi sînt şi ele adaptate condiţiilor specifice de

Tabela 2

Caracteristici tehnice	Tipul instalaţiei			
	SG−150	SG−300	SG−650B	SG−1 200
Adîncimea de foraj cu prăjini, m :				
EW − 34,92 mm	250	—	—	—
AW − 44,45 mm	180	725	—	—
BW − 53,97 mm	—	530	1 200	1 800
NW − 66 mm	—	—	850	1 400
Diametrul găurii forate mm				
maxim (iniţial)	100	150	200	243
minim (final)	38	48	59	59
Sarcina normală la cîrlig, kgf.	1 100	3 850	10 000	15 000
Intervalul de turaţii la capul rotativ, rot/min.	240...1 437	35...1 745	104...782	105...795
Diametrul de trecere prin capul rotativ, mm	52	58	68	75
Presiunea maximă de lucru la pompa de noroi, kgf/cm²	30	35	60	60

lucru, debitul lor putînd fi uşor modificat.

Toate instalaţiile sînt dotate cu mandrine hidraulice şi mecanice.

Pentru forajul puţurilor de apă este în curs de asimilare o gamă de instalaţii specifice, din care în prezent este în fabricaţie tipul FA—12.

Instalaţia FA—12 este concepută pentru a putea fi utilizată la aplicarea a patru metode de foraj.

În tabela 3 sînt indicate aceste metode şi performanţele ce se pot realiza prin aplicarea lor.

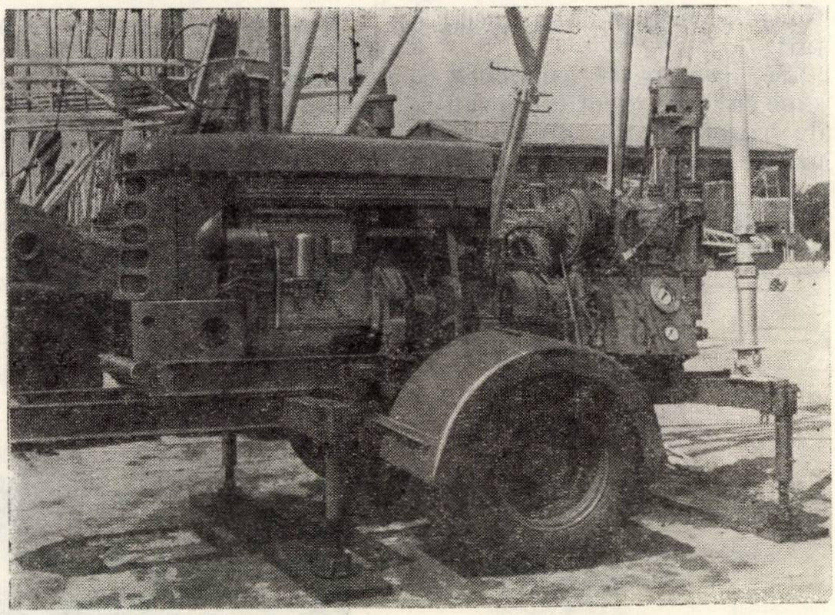


Fig. 4

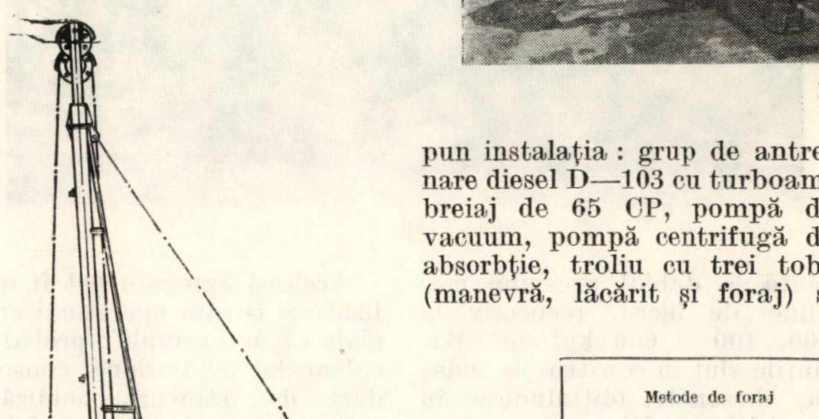


Fig. 5

Pe şasiul unei remorci cu două osii sînt montate următoarele subansamble care compun instalaţia : grup de antrenare diesel D—103 cu turboambreiaj de 65 CP, pompă de vacuum, pompă centrifugă de absorbţie, troliu cu trei tobe (manevră, lăcărit şi foraj) şi dispozitiv de percuţie, precum şi masa rotativă. Troliul şi masa rotativă sînt antrenate prin intermediul unei cutii de viteze cu patru trepte. Pentru forajul cu circulaţie directă este prevăzută o priză pentru antrenarea unei pompe de noroi de 35 CP.

Aerul comprimat necesar forajului prin aer — lift este debitat de un motocompresor independent care asigură un debit de 5,2 Nm^3/min la o presiune de 5...7 kgf/cm^2. Motocompresorul este montat pe o remorcă monoax.

Tabela 3

Metode de foraj	Diametrul găurii forate, mm	Adincimea de foraj, m
Foraj prin absorbţie	444,5—1 270	100
Foraj prin aer-lift	444,5—1 270	250
Foraj prin percuţie	239—600	250
Foraj cu circulaţie directă	max. 190	400

Instalaţia este dotată cu mast rabatabil avînd înălţimea liberă 12 m, prevăzut cu un geamblac cu patru role de cablu.

Sapele de foraj constituind elementul principal al instalaţiei complexe de săpat, sînt în atenţia permanentă a constructorilor de utilaj petrolier.

Sapele cu trei conuri ca tip de maximă utilizare în pezent, se fabrică în Republica Socialistă România într-o gamă largă de diametre (118...394 mm), precum şi de tipuri specifice forajului în roci slabe, medii şi tari.

Se execută de asemenea şi sape cu lame, carotiere şi capete de carotiere, în dimensiunile uzuale.

În prezent există o preocupare deosebită pentru mărirea durabilităţii sapelor, factor economic de o importanţă deosebită în forajul sondelor, în special al celor de mare adîncime. În acest sens, pe linie tehnologică uzina executoare a fost dotată cu utilaje corespunzătoare proceselor tehnologice celor mai perfecţionate.

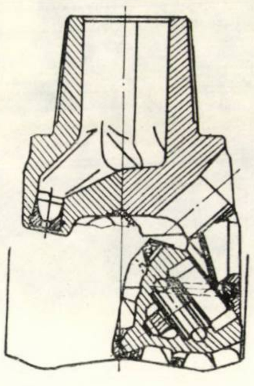


Fig. 6

Pe linie de concepţie se studiază şi sînt în curs de asimilare noi tipuri de sape ca : sape cu conuri cu lagăre etanşe, sape monolit cu ştifturi din materiale dure etc.

Pompele de noroi sînt utilaje destinate pompării fluidelor de foraj, în procesul de săpare a sondelor. Pentru forajul sondelor de ţiţei şi gaze se execută în prezent pompele din tabela 4.

Din punct de vedere al performanţelor se vede că aceste pompe sînt la nivelul ultimelor cerinţe ale tehnologiilor moderne de foraj, care necesită puteri hidraulice şi presiuni din ce în ce mai ridicate.

Cilindrii pompelor sînt realizaţi din oţel aliat turnat şi sînt supuşi la probe de rezistenţă la dublul presiunii maxime de lucru, respectiv la 300, 400 şi 600 kgf/cm². Batiurile sînt în construcţie sudată, chesonate, obţinîndu-se în acest fel greutăţi specifice reduse

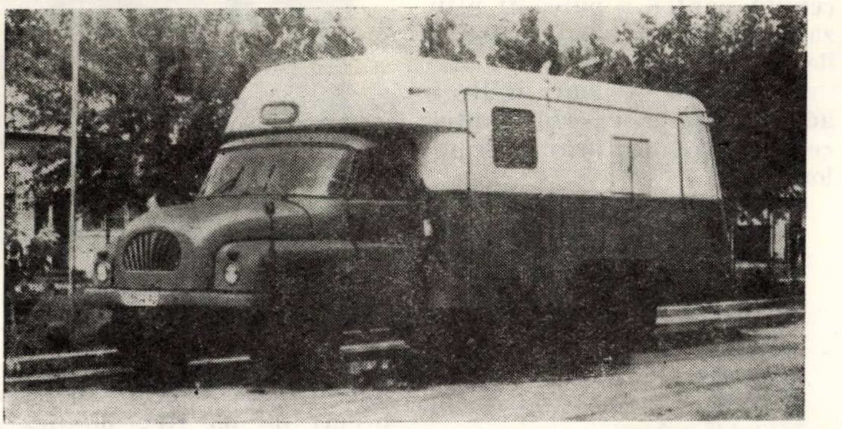


Fig. 7

Se remarcă faptul că ultimele trei pompe din tabela 4 fac parte dintr-o familie nouă, în curs de completare cu pompa de 1 000 CP. Aceste pompe avînd aceleaşi dimensiuni de cămăşi şi aceeaşi cursă, necesită un sortiment redus de piese de uzură.

Agregatele de cimentare şi fisurare hidraulică sînt destinate operaţiunilor de cimentare ale coloanelor de burlane, precum şi pentru mărirea debitului de ţiţei la sondele în producţie, prin fisurarea hidraulică a stratelor productive.

Agregatele de pompare speciale, utilizate în acest scop, produse în Republica Socialistă România, sînt prezentate în tabela 5.

Aceleaşi agregate pot fi utilizate şi la alte operaţiuni speciale ca de exemplu : probarea coloanelor de burlane, consolidări de straturi, acidizări, punerea în producţie a sondelor, combaterea pierderilor de circulaţie, perforări cu jet abraziv etc.

La toate tipurile din tabela 5 agregatul de pompare este compus dintr-o pompă cu plunger, antrenată printr-o cutie de viteze, de către un motor diesel. Împreună cu alte accesorii necesare operaţiunilor la care se întrebuinţează, agregatul de pompare se livrează montat pe un autoşasiu sau pe sanie.

Tabela 4

Tipul pompei	Puterea de acţionare	Diametrul maxim al cămăşii	Lungimea cursei	Presiunea maximă de lucru	Debitul maxim	Presiunea maximă la debitul maxim
	CP	mm	mm	kgf/cm²	1/s	kgf/cm²
2PN— 340	340	185	305	150	36	60
3PN— 465	465	185	305	150	50	60
2PN— 630	630	203,2	400	200	50	77
2PN— 800	800	203,2	400	200	50	97
2PN—1 250	1 250	203,2	400	300	50	155

Tabela 5

Caracteristici tehnice	AC—400B	AC—500	ACF—700
Presiune maximă de lucru, kgf/cm²	400	500	700
Debitul teoretic la presiunea maximă, 1/s	4,04	3,66	2,63
Debitul teoretic maxim 1/s	19,51	19,51	21,61
Presiunea la debitul maxim, kgf/cm²	82	95	88
Puterea hidraulică instalată, CP	255	290	300
Capacitatea de prelucrare ciment, tf/oră	97	97	100

Construcţia agregatelor permite adaptarea uşoară pentru antrenarea cu diferite tipuri de motoare diesel, precum şi montarea pe autoşasiuri diverse; corespunzătoare ca putere, respectiv capacitate portantă.

În prezent ele se livrează pe autocamioane Tatra 138, antrenarea fiind făcută cu motorul 12 ANDV, fabricat de uzina „Wolla" din R. P. Polonă.

Prevenitoarele de erupţie sînt dispozitive de închidere care servesc la obturarea gurii puţului în cazul cînd presiunea din sondă creşte. Ele trebuie să închidă, chiar dacă garnitura de prăjini este introdusă în sondă.

Industria de specialitate execută o gamă largă de prevenitoare cu comandă mecanică şi hidraulică :

— prevenitoare cu comandă mecanică de 70 $\mathrm{kgf/cm^2}$ (18 in), 140 $\mathrm{kgf/cm^2}$ (16 in şi 6 in), 210 $\mathrm{kgf/cm^2}$ (12 in, 8 in şi 6 in); 350 $\mathrm{kgf/cm^2}$ (14 in; 10 in; 8 in şi 6 in); 700 $\mathrm{kgf/cm^2}$ (9 in şi 7.1/16 in).

Sistemul de comandă hidraulică asigură manevrarea bacurilor în 4 pînă la 6, ceea ce dă un grad mare de siguranţă. În plus în caz de erupţie, închiderea poate fi comandată de la distanţă (cca. 30 m) în condiţii de securitate deplină pentru manevrant.

Construcţia prevenitoarelor hidraulice cu capace de acces la bacuri situate în axa tijelor de acţionare (capace frontale), a permis obţinerea unor unităţi uşoare, compacte. Pe lîngă realizarea prevenitoarelor duble (cu două rînduri de bacuri) la orice dimensiune şi presiune, această nouă linie constructivă a creat posibilitatea trecerii la fabricaţia prevenitoarelor triple (cu trei rînduri de bacuri), avînd ca rezultat reducerea substanţială a înălţimii instalaţiei de prevenire.

Instalaţii complexe pentru investigarea geofizică a găurilor de sondă. Institutul de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier, deţine o valoroasă experienţă şi în probleme legate de investigarea geofizică a găurilor de sondă. În acest sens specialiştii institutului au studiat şi proiectat o gamă largă de instalaţii complexe, menite să asigure manevrarea cablurilor lansate în gaura de sondă cu aparatura specială, acţionarea acestor dispozitive de la suprafaţă, precum şi controlul şi înregistrarea la suprafaţă a parametrilor stratelor traversate de gaura de sondă.

Aceste instalaţii efectuează o gamă largă de operaţiuni de investigare geofizică, operaţiuni de deschidere a straturilor prin perforare şi operaţiuni de control tehnic al găurii de sondă.

Construirea acestor instalaţii complexe este asigurată de Intreprinderea de carotaj şi perforare din Ploieşti în colaborare cu unele uzine constructoare de utilaj petrolier din ţară.

Se vor prezenta în continuare cele mai importante instalaţii complexe de acest gen care se realizează în ţară, cu observaţia că acestea sînt dotate cu întreaga aparatură de sondă şi de suprafaţă pentru efectuarea tuturor operaţiunilor.

Autotroliul montat pe camion Tatra R—138, pentru operaţiuni speciale pînă la adîncimea de 7 000 m, este destinat introducerii şi extragerii cablului cu ajutorul căruia se manevrează aparatura geofizică în gaura de sondă pentru efectuarea operaţiunilor de investigare privind natura şi conţinutul straturilor traversate, pentru operaţiuni de deschidere a straturilor productive prin perforarea coloanelor şi pentru operaţiuni de control tehnic al găurii de sondă (fig. 7).

Instalaţia este echipată cu un troliu ce asigură manevrarea cablului cu şapte conductoare înfăşurate în tresă metalică, pînă la adîncimea de 7 000 m. Acţionarea troliului se face de la priza de putere a autocamionului, prin intermediul unui convertizor hidraulic de cuplu de tip CHC—420 —I şi a unui reversor.

Vitezele de manevrare a cablului sînt cuprinse între 0 şi 8 m/s, întreaga gamă putînd fi asigurată atît prin cutia de viteze a autocamionului cît şi prin variaţia turaţiei convertizorului hidraulic. Troliul este prevăzut cu un depănător basculant ce poate fi acţionat manual.

Întreaga instalaţie este protejată într-o caroserie metalică suplă care-i asigură un aspect exterior corespunzător. În interiorul acesteia există o cabină de comandă a troliului în care este montat un panou de comandă şi control al parametrilor privind lansarea cablului, precum şi un bloc de forţă pentru alimentarea cu curent a instalaţiei. Personalului de deservire îi sînt asigurate condiţii optime de lucru şi de odihnă.

Instalaţia este echipată cu un grup generator de curent pentru alimentarea aparatelor de măsură şi control, precum şi cu utilajele auxiliare necesare efectuării operaţiunilor în gaura de sondă (geamblac, lesturi etc.). Instalaţia este prevăzută cu două uşi rabatabile în partea din spate şi cu o uşă laterală pentru accesul în cabina de comandă.

Greutatea totală a instalaţiei complet echipată este de 23 150 kg.

Instalaţia dovedeşte calităţi excelente şi o mare durabilitate în funcţionare.

Autotroliul montat pe camion SR—114, pentru operaţiuni speciale pînă la adîncimea de 3 500 m comportă un troliu folosit pentru manevrarea a 3 500 m cablu cu şapte conductoare izolate, protejate cu o tresă metalică.

Acţionarea troliului se face de la priza de putere a autocamionului prin intermediul unui reductor inversor cu ajutorul căruia se pot asigura atît lansări cît şi extrageri de cablu, folosind întreaga gamă de viteze a autocamionului. Troliul este prevăzut cu depănător basculant ce poate fi acţionat şi manual, asigurînd o aşezare perfectă a spirelor de cablu pe tobă.

Cablul poate fi manevrat cu viteze cuprinse între 125 şi 10 000 m/h cu cinci trepte, variaţiile de viteză în cadrul unei trepte fiind asigurate de turația motorului.

O caroserie metalică ușoară protejează întreaga instalație inclusiv și cabina de comandă a troliului. În această cabină este montat un panou de comandă și control al parametrilor privind lansarea cablului, controlul funcționării motorului, precum și un panou de comandă pentru operațiuni speciale în gaura de sondă în cazul cînd autotroliul lucrează independent.

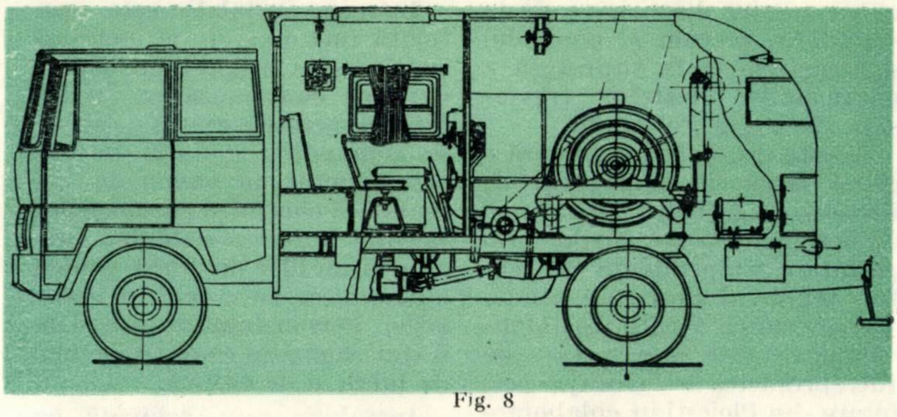


Fig. 8

Autocamionul este prevăzut cu cabină de conducere avansată, rabatabilă, existînd astfel suficient spațiu util pentru instalație. Partea din spate a caroseriei este acoperită cu o copertină din pînză impermeabilă, care se ridică în momentul cînd instalația este pregătită pentru executarea operațiilor la sondă. Instalația se livrează cu un grup generator de curent și cu un geamblac special prevăzut cu indicator de sarcină în cablu.

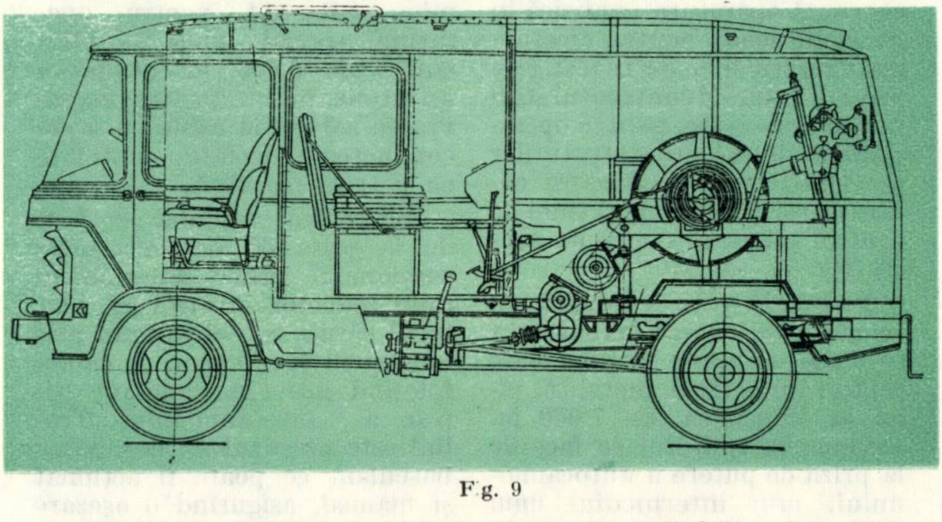


Fig. 9

Pentru transportul aparatelor la sondă sînt prevăzute locașuri în lungul șasiului camionului.

Autocamionul prevăzut cu motor SR—211 de 140 CP are dublă tracțiune și se poate deplasa cu o viteză maximă de 80 km/oră.

Greutatea totală a autoinstalației echipată este de 8 600 kg. Ea dovedește o mare mobilitate și poate fi utilizată pentru locații de sondă greu accesibile. La aceste performanțe se adaugă faptul că instalația poate fi livrată pentru țări cu climat tropical umed sau arid.

Autotroliul montat pe camion SR—132, pentru operațiuni speciale pînă la adîncimi de 2000 m, permite lansarea cablului multiconductor armat pînă la adîncimea de 2 000 m. Antrenarea troliului se face de la priza de putere a autocamionului prin intermediul unui reductor. Folosindu-se cutia de viteze a motorului se asigură manevrarea cablului cu viteze cuprinse între 360 și 9000 m/oră. Troliul este prevăzut cu depănător automat acționat de un ax melcat angrenat la axul tobei, comanda pentru schimbarea sensului de depănare la flanșele tobei făcîndu-se electric prin folosirea curentului de 12 V de la acumulatorul autocamionului.

Camionul este prevăzut cu post avansat de conducere, iar caroseria este complet unitară. Un perete cu vizor desparte interiorul caroseriei în două compartimente. Cel din spate conține troliul cu întreaga schemă cinematică și utilajele anexe, iar cel din față, pe lîngă postul de conducere și motor, conține toate comenzile autotroliului, pupitrul de comandă și control ale acestuia și ale motorului, precum și un al doilea panou de comandă pentru operațiunile speciale în gaura de sondă în cazul cînd autotroliul lucrează independent.

Camionul este prevăzut cu motor SR—211 de 140 CP și posedă dublă tracțiune.

Greutatea totală a instalației este de 5 700 kgf.

Autotroliul pentru 7 000 m sîrmă, montat pe camion SR—132, folosit la operațiuni speciale în sonde de extracție folosește același camion și aceeași caroserie ca la autotroliul pentru 2 000 m cablu; instalația este înzestrată cu o tobă specială pentru 7 000 m sîrmă de 2,4 mm diametru, utilizată la manevrarea aparatelor de măsurat temperatura și presiunea de fund în sonde de extracție.

Acționarea tobei se face de la același reductor cuplat la priza de putere existentă pe cutia de distribuție a autocamionului. Toba prevăzută cu depănător automat cu comandă electrică poate fi manevrată și manual. Vitezele de manevrare ale sîrmei sînt cuprinse între 360 și 9 000 m/oră.

Instalația este prevăzută cu locașuri speciale pentru transportat aparatele și asigură pentru personalul de deservire condiții optime și confort.

Un pupitru de comandă plasat pe peretele despărțitor dintre cele două compartimente ale caroseriei unitare este prevăzut cu comenzile pentru manevrarea tobei şi asigură controlul funcţionării acesteia în timpul operaţiei.

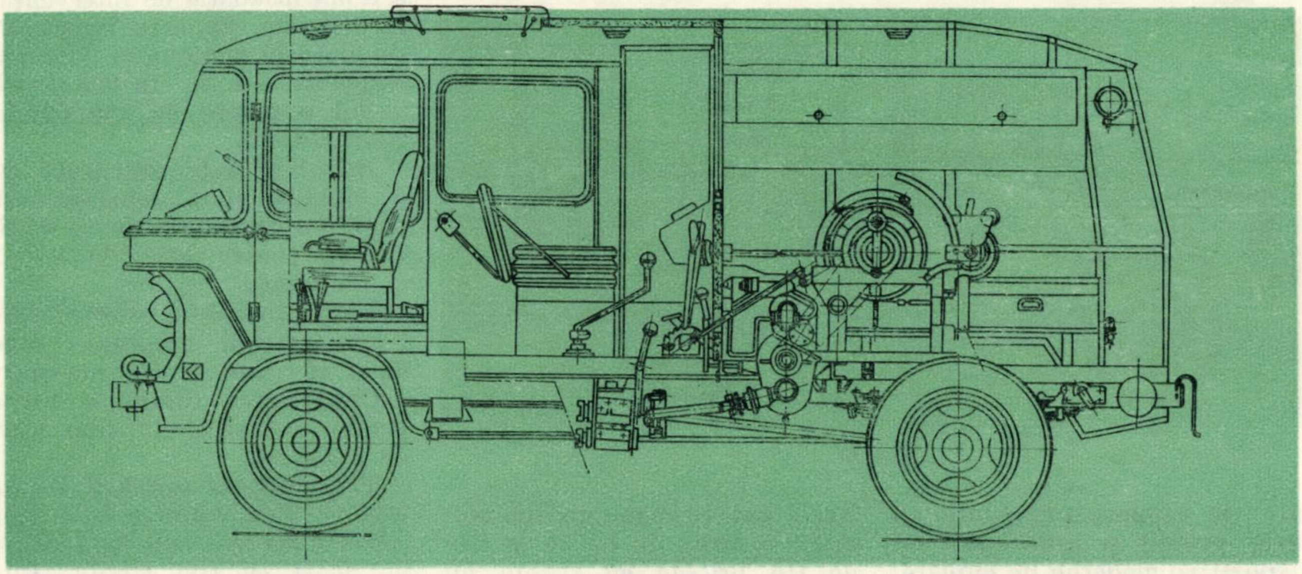


Fig. 10

Instalaţia se livrează cu toate utilajele anexă pentru asigurarea efectuării operaţiunilor la orice sondă în exploatare.

Staţiile automate pentru investigarea găurilor de sondă sînt realizate la un înalt nivel tehnic ; staţiile automate GIP—ASC 2 pentru ţări cu climă temperată şi GIP—ASC 3 pentru ţări cu climă tropicală şi-au cucerit un loc de frunte alături de alte instalaţii simliare.

Ele pot efectua o gamă largă de operaţiuni de investigare a straturilor străbătute de gaura de sondă, iar calitatea înregistrărilor obţinute şi precizia măsurărilor efectuate se situează între staţiile cu performanţe ridicate

Diferitele circuite electrice şi electronice sînt montate pe panouri independente ce se asamblează armonios într-un panou central. O claviatură cu contacte electrice asigură intercuplarea diverselor panouri necesare unui anumit gen de operaţiuni.

Înregistrarea parametrilor fizici ai straturilor se efectuează în mod automat pe film fotografic. Întreaga aparatură este alimentată cu curent alternativ de 110—220 V şi 50 Hz de la reţea sau de la un grup electrogen montat pe autotroliu, prin intermediul unui transformator de putere, prevăzut cu stabilizator de tensiune.

Pentru asigurarea staţiilor împotriva şocurilor, vibraţiilor sau solicitărilor, s-au prevăzut sisteme moderne de amortizare a aparaturii.

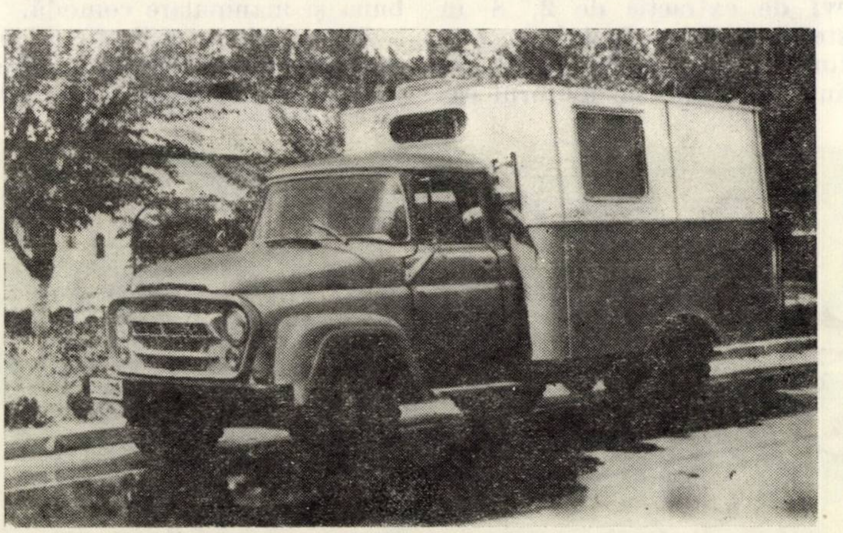


Fig. 11

Staţiile pot fi montate pe două tipuri de autoinstalaţii şi anume :

— Carpaţi SR—131 (fig. 11 şi 12) cu tracţiune pe puntea din spate, dotat cu caroserie independentă de cabina şoferului ;

— Carpaţi SR—132 (fig. 13) cu tracţiune dublă, cu caroserie unitară avînd postul de conducere al şoferului avansat.

În ambele variante autoinstalaţiile sînt prevăzute cu un spaţiu corespunzător şi un confort optim atît în timpul transportului cît şi în timpul operaţiunilor la sonde. Aspectul exterior al aparaturii şi al autoinstalaţiei corespunde celor mai ridicate cerinţe de ordin estetic.

Utilaje pentru extracţia ţiţeiului. În domeniul extracţiei ţiţeiului şi gazelor s-a acordat o deosebită atenţie dezvoltării construcţiei de utilaje specifice diverselor ramuri ale acestor activităţi.

Au fost proiectate, construite şi omologate în ultimii ani două instalaţii transportabile montate pe camion, prevăzute cu turle proprii şi amenajate cu dispozitive moderne de cuplare, frînare, de ridicare a turlei etc., necesare lucrării de intervenţii la sonde.

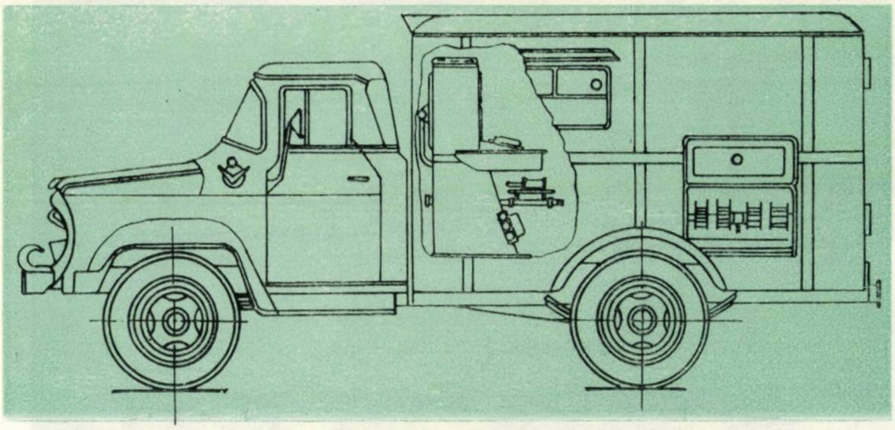


Fig. 12

Instalaţia P4A are sarcina nominală la cîrlig de 4,8 tf cu macaraua montată pe patru fire. Adîncimea de lucru cu ţevi de extracţie de 2,7/8 in este de 500 m. Instalaţia este montată pe camion SR 114 fiind antrenată de motorul camionului, cu putere nominală de 140 CP la 3 600 rot/min.

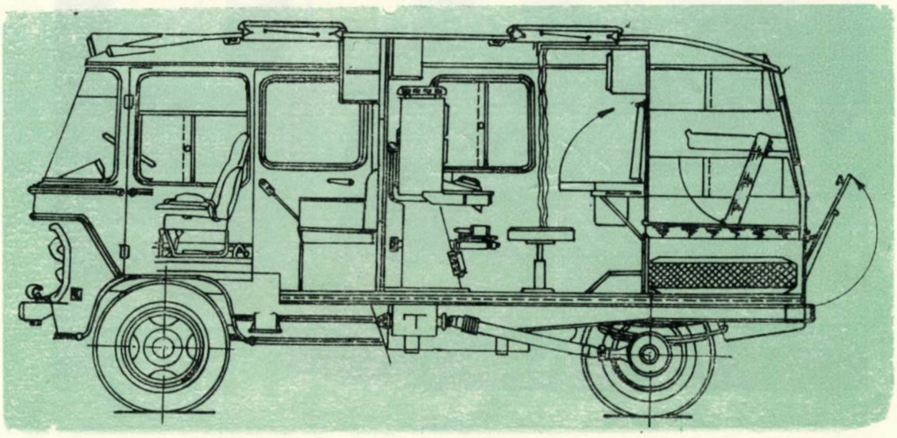


Fig. 13

Instalaţia este prevăzută cu o tobă, cu $4 + R$ viteze. Viteza cablului este cuprinsă între 4,78—0,16 m/s. Capacitatea tobei pentru cablu de 12 mm este de 400 m.

Cuplajul tobei este de tip CB 300 ×100 (pneumatic cu burduf) folosind aer comprimat de la compresorul camionului.

Turla instalaţiei are sarcină normală la cîrlig de 4,8 tf şi este de tip briceag cu sistem hidraulic de ridicare avînd sarcina de probă de 7,2 tf ; este ancorată la şasiul camionului.

Postul de comandă al instalaţiei este amplasat pe camion în spatele cabinei, oferind operatorului o vizibilitate foarte bună şi manipulare comodă.

Domeniul de utilizare a instalaţiei este extracţia ţiţeiului putînd fi folosit la lucrările de intervenţie la sonde în pompă pînă la adîncimea de circa 500 m precum şi pentru intervenţiile uşoare la alte sisteme de exploatare la sonde mai adînci (circa 1000 m), ca deparafinarea sondelor în erupţie sau gaslift cu cuţite pentru parafină, introduse cu cablu de Ø 7 mm etc.

Instalaţia I.C.5 — M 16 montată pe camion Tatra 138 este a doua instalaţie de intervenţie menţionată. Ea este antrenată de motorul camionului. Motorul respectiv este de tip 928 diesel avînd o putere de 180 CP la 2000 rot/min.

Instalaţia este prevăzută cu o singură tobă folosită atît pentru operaţiunile de manevră cît şi pentru cele de lăcărit şi pistonat.

Forţa în cablu, corespunzătoare sarcinii nominale este de 5 tf (şase fire la macara).

Capacitatea totală a tobei pentru cablul Ø 14 mm este de 2 250 m.

Transmiterea mişcării de la motorul camionului se face prin convertizor hidraulic tip CHC—420—1 cu trei trepte. Cuplajele pneumatice de tip CB 600 ×125 acţionate cu aer de la instalaţia camionului. Toba este prevăzută cu frînă mecanică, cu două benzi, cu răcire cu apă prin stropire.

Turla de tip U cu zăbrele ancorate la sol are sarcina nominală de 28 tf (cu şase fire). Înălţimea utilă la sol pînă sub grinda geamblacului este de 14,5 m.

Geamblacul este prevăzut cu trei role de manevră şi o rolă de lăcărit, toate avînd diametrul de 560 mm. Sistemul de ridicare a turlei este hidraulic şi se realizează prin rabatare. Postul de comandă centralizat este situat lîngă troliu.

Instalaţia este destinată lucrărilor de intervenţie la sonele de extracţie fără turle. Adîncimea de lucru pentru ţevi de extracţie de 2.7/8 in (goale) este de 2 900 m. Instalaţia poate efectua extrageri şi introduceri de ţevi de extracţie şi pompe, lucrări de pistonaj, de lăcărit, de curăţat etc.

Instalaţia are mare penetrabilitate în teren, camionul avînd tracţiune dublă. Transmiterea puterii de la motorul camionului la granic se face prin intermediul unui convertizor hidraulic de cuplu, asigurîndu-se astfel o manipulare uşoară şi sigură a granicului.

Instalaţia I.C.5 poate lucra şi fără turlă proprie folosind la sondă o turlă fixă.

Pentru lucrările mai complicate şi mai de lungă durată la sonde, au fost construite instalaţii semitransportabile, mai complexe, însă cu mobilitate mai redusă. Aceste instalaţii sînt prevăzute cu turle şi substructură uşor transportabilă şi demontabilă, montate pe semiremorcă împreună cu graficul şi cu grupul de forţă. În ultimii ani au fost omologate două instalaţii de reparaţii sonde.

Instalaţia P.25 montată pe semiremorcă este antrenată de un grup energetic format dintr-un motor tip Wola 2AN 175 avînd o putere de 175 CP la 1800 rot/min prevăzut cu convertizor hidraulic de cuplu tip CHC—500—II cu trei trepte.

Instalaţia este prevăzută cu două tobe din care una pentru manevră şi a doua pentru lăcărit. Pentru lucrul cu toba de manevră viteza cîrligului la treapta încet de viteză este de 0,2—0,6 m/s, iar la treapta repede 0,4—1,2 m/s. Forţa în

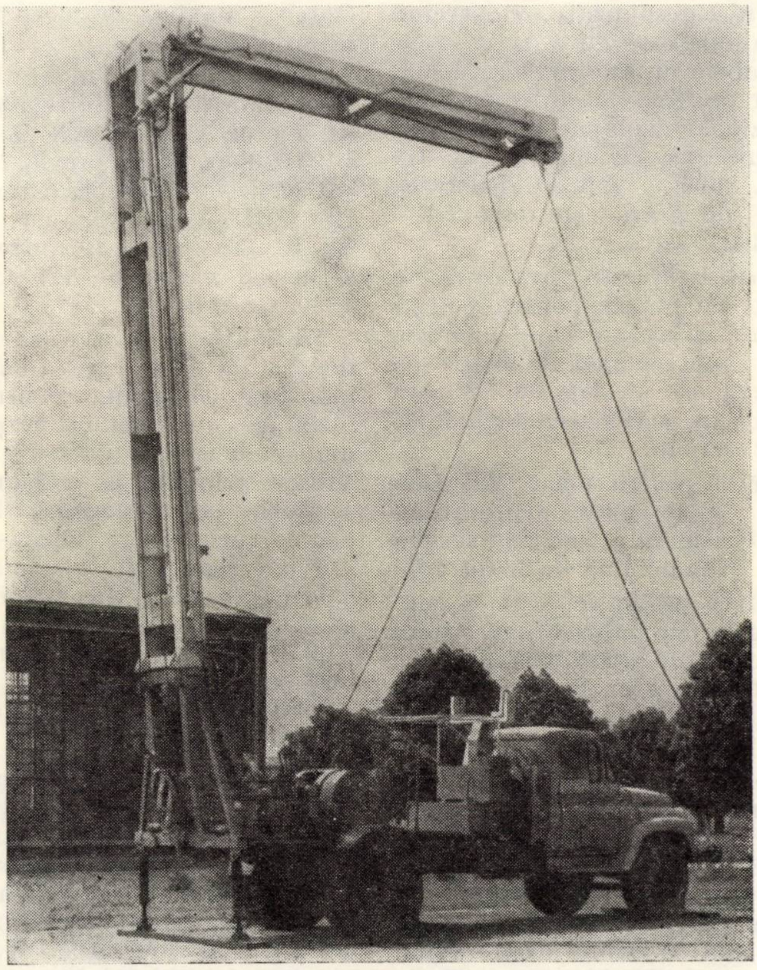


Fig. 14

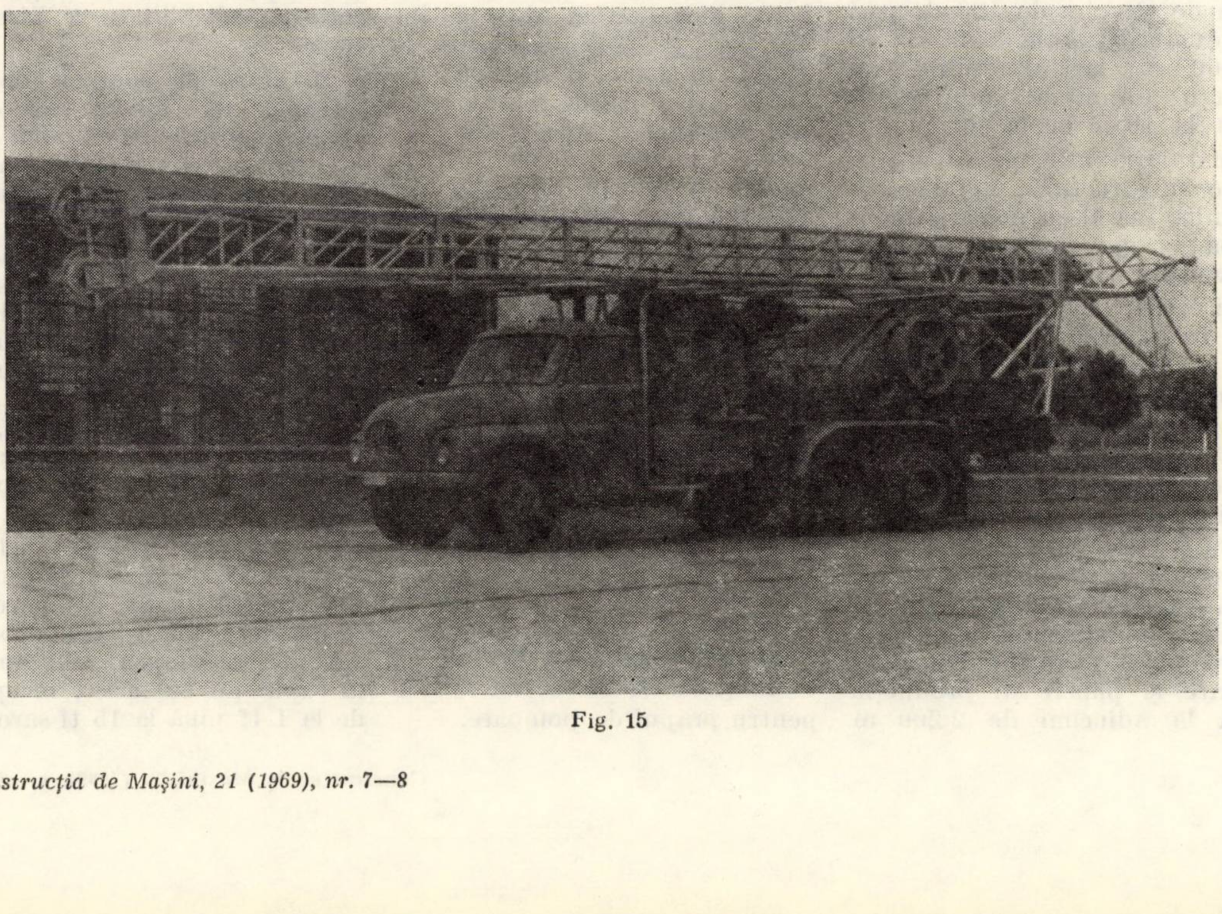


Fig. 15

cablu corespunzătoare sarcinii nominale este de 5 tf.

Tobele de manevră și de lăcărit cu frîne mecanice cu două benzi, iar cuplajele tobelor sînt pneumatice cu burduf, de tip C.B. 600 × 125. Capacitatea tobei de lăcărit este de 2 200 m cablu.

Instalația este prevăzută cu priză de putere pentru pompa de noroi, aceasta fiind montată pe o sanie separată de instalație. Pompa este de tip duplex 5 in × 10 in, acționarea făcîndu-se prin cardan.

Priza pentru masă MR 150/ /380 cu acționare prin cardan poate asigura o turație maximă de 170 și minimă de 36 rot/min.

Turla instalației este o construcție cu zăbrele cu sistem hidraulic de rabatare și mecanic de telescopare. Sarcina nominală la cîrlig a turlei este de 25 tf (șase fire).

Înălțimea utilă de la sol pînă la grinda geamblacului este de 25,5 m. Distanța de la piciorul turlei la axa geamblacului 1,48 m. Geamblacul este prevăzut cu patru role de manevră și o rolă de lăcărit, toate avînd diametrul de 650 mm. Turla are două poduri din care unul situat la 15 m avînd o capacitate de stivuire de 120 de pași de țevi de extracție de 2 7/8 in (2 160 m), iar al doilea pod pentru prăjini de pompare situat la 19 m de la sol.

Instalația este prevăzută și cu o substructură metalică, ce permite lucrul cu masa și montarea la gura puțului a unui prevenitor de erupție.

Substructura se folosește numai în cazurile cînd se execută cu instalația operațiuni mai complexe de reparații sonde care au nevoie și de lucrul cu masa rotativă.

Postul de comandă este centralizat la un pupitru montat la baza turlei.

Instalația P 25 este destinată lucrărilor de reparații la sonde cu adîncimi pînă la 1 500 m și lucrărilor de completare și punere în producție pînă la adîncimi de 2 200 m (sarcina maximă de lucru 25 tf la cîrlig).

Instalația P 50 montată pe semiremorcă este antrenată de un motor Wola 7 AN de 350 CP/1250 rot/min prevăzut cu convertizor hidraulic de cuplu tip CHC—650—2L cu trei trepte. Ea poate fi antrenată și de un motor de 175 CP și 1250 rot/min.

Instalația este prevăzută cu două tobe din care toba de manevră construită pentru o forță în cablu de 9,5 tf și un număr de viteze de 2 + 2R. Viteza cîrligului la înfășurarea a doua pentru treapta încet poate varia între 0,24—0,68 m/s iar treapta de repede între 0,53—1,47 m/s. Frîna tobei este mecanică cu două benzi iar cuplarea se realizează cu un cuplaj cu discuri de tip CD 2 × × 610 × 202 acționat pneumatic.

Toba de lăcărit avînd o capacitate de 3 500 m pentru cablu de 14 mm diametru este prevăzută cu frînă mecanică cu o singură bandă și cu un cuplaj pneumatic cu burduf de tip CB 600 ×125. Viteza maximă a cablului la momentul maxim este de 8 m/s.

Instalația este prevăzută cu frînă hidromatică de 22 in. Ea însă nu este prevăzută a putea antrena o pompă de noroi. Are priză de putere pentru antrenarea unei mese rotative tip MR 150/380 putînd realiza o turație maximă de 200 rot/min. Acționarea mesei se face cu cardan.

Turla de tip U cu zăbrele este ancorată în timpul lucrului, la remorcă. Sarcina nominală la cîrlig este de 50 tf (șase fire). Înălțimea utilă de la sol pînă sub grinda geamblacului 27,5 m. Turla este prevăzută cu pod pentru podar situat la o înălțime de la sol de 16,5 m și cu o capacitate de stivuire de 2 900 m țevi de extracție de 2.7/8 in.

Al doilea pod este montat la o înălțime de 21 m de la sol pentru prăjini de pompare.

Turla este ridicată hidraulic și telescopată mecanic cu toba de manevră.

Domeniul de utilizare a acestei instalații cuprinde lucrările de reparații la sondele cu adîncimi pînă la 2 200 m și lucrările de completare și punere în producție a sondelor de 3 500—4 000 m și chiar mai mari, la care programul de lucru nu prevede manevrarea de sarcini la cîrlig mai mari de 50 tf.

Instalațiile de reparație și punere în producție sînt deci echipate cu convertizoare hidraulice de cuplu, cu frîne hidromatice, turle rabatabile de construcție modernă etc., care oferă o siguranță completă în funcționare, randamente ridicate de lucru la sondă și mobilitate suficient de mare în teren.

Echipamente pentru exploatarea sondelor în diverse sisteme de extracție se construiesc în Republica Socialistă România într-o gamă largă de tipodimensiuni, comparabile ca varietate și calitate cu cele construite de firme cu reputație mondială. Astfel, se construiesc 10 tipuri diferite de pompe de adîncime acționate cu prăjini. Pompele construite în Republica Socialistă România respectă prescripțiile API și asigură o interschimbabilitate a pieselor de uzură.

În afară de pompele de tip clasic P și TB se mai construiesc pompe cu cilindru mobil, pompe cu etanșare simplificată, pompe cu clapă, pompe cu piston cu manșoane etc.

În afară de pompele de adîncime propriu-zise se construiește întreg echipamentul de fund și de suprafață pentru acționarea lor : prăjini de pompare cu dimensiunile 5/8, 3/4, 7/8 și 1 in în lungime de 7, 5 și 9 m, precum și bucățile scurte (poni rods) necesare în exploatare.

În ceea ce privește instalațiile de acționare de la suprafață, unitățile de pompare se construiesc într-o gamă foarte variată și completă de sarcini la capul de balansier, începînd de la 1 tf pînă la 15 tf sarcină, cu lungimi de cursă variabile, care la unitățile mari ating chiar 5 m.

Sistemul de contrabalansare și de articulații este perfecționat și comparabil cu produsele similare străine. Unitățile de pompare sînt echipate cu reductoare de turație cu două trepte de reducere. Roțile dințate ale reductoarelor au dantura tăiată în V.

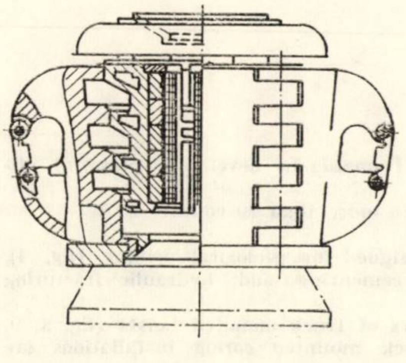


Fig. 16

Tot ca echipament de suprafață de tip nou, pentru sondele în pompaj trebuie amintite capetele de pompare.

Pentru exploatarea sondelor în erupție se construiesc dispozitive moderne de suspendare a țevilor de extracție și sînt în curs de asimilare noi tipuri de capete de erupție. Pentru sondele de erupție artificială se construiesc packere, valve de pornire, valve de circulație laterală și alte dispozitive de fund și de suprafață cerute de aceste sisteme de exploatare.

Pentru colectarea, separarea și măsurarea țițeiului se construiesc tipuri moderne de separatoare orizontale și verticale. Chiar la începutul acestui an se află în faza de omologare un nou tip de separator orizontal trifazic. Separatorul are o capacitate de separare de 300 m³/24 ore lichid și 150 000 m³ gaze/24 ore.

Scule pentru foraj extracție. În domeniul sculelor au fost întocmite numeroase studii tehnice și lucrări de cercetare prin care s-a urmărit pe de o parte crearea de noi tipuri de scule legate de principii constructive moderne cerute de noile sisteme de exploatare și de foraj, iar pe de altă parte determinarea unor soluții constructive originale care să corespundă cerințelor de mai sus.

În urma acestei acțiuni susținute au fost realizate scule necesare manevrării prăjinilor și burlanelor, tipuri noi de scule de instrumentație, dispozitive de lansat și de ancorat linere și alte scule de tubaj, scule și dispozitive pentru cimentări etajate, prevenitoare de erupție, scule și mecanisme din sectorul de extracție, scule pentru sondele de mare adîncime, scule pentru forajul geologic etc.

Din marea varietate de scule care se fabrică în Republica Socialistă România se citează:

— scule de manevră pentru foraj — extracție: broască elevator cu pene de 315 tf pentru întreaga gamă de burlane de foraj de la 4.1/2 in la 10.3/8 in; broască cu pene pentru prăjini grele; broască cu pene pentru prăjini de sondeze; chiolbași pentru extracție; elevatoare pentru țevi de extracție de 1.1/4, 1.1/2, 2.3/4, 2.7/8, 3.1/2 in tip ușor și tip greu cu pene, chei inelare dinamometrice, clești diferiți (de fricțiune, reglabili, articulați, cu închidere rapidă) pentru toate dimensiunile de țevi, multidimensionali, elevatoare de foraj cu scaun conic, cu pene de tras burlane în sondă etc.;

— scule de fund pentru foraj — extracție: centrori pentru toate dimensiunile (API) de burlane, cîrlige hidraulice, corunci diferite (cu bac coș, cu bac spiral), curățitor de talpă, cuțite de tăiat la interior și la exterior cu căutător de mufă pentru toate dimensiunile de prăjini de foraj, despărțitoare de strate, dopuri pentru probat burlane, dornuri diferite, tute, freze, lărgitoare hidraulice, nipluri (de întregire, cimentare, fixare etc.), packere diferite (mecanice termice, hidraulice etc.) cu presiuni de lucru de la 200 la 700 kgf/cm², probatoare de straturi, roci, racorduri de siguranță, scarificatori, stabilizatori, scule de foraj percutant pentru apă, șarniere, șiuri, ștergătoare de prăjini; diverse elemente de etanșare, ca presetupe pentru pistonat, prevenitoare de tije de pompare și pentru țevi de extracție, etanșări de coloane, flanșe simple și intermediare duble pentru presiuni pînă la 700 kgf/cm² pentru toate dimensiunile de burlane; scule mecanizate cu pene cu acționare pneumatică pentru foraj și pentru extracție, clești mecanizați pentru țevi de extracție și altele.

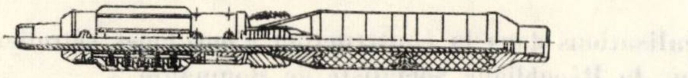


Fig. 17

Se menționează că sculele proiectate și confecționate de uzinele din Republica Socialistă România sînt la nivelul tehnicii actuale, fiind foarte bine apreciate de beneficiarii interni și externi.

Unele din aceste scule conțin elemente de noutate brevetate în țară și străinătate, dintre care se citează: packere cu declanșare termică, packere cu armare în două sensuri, vibrator

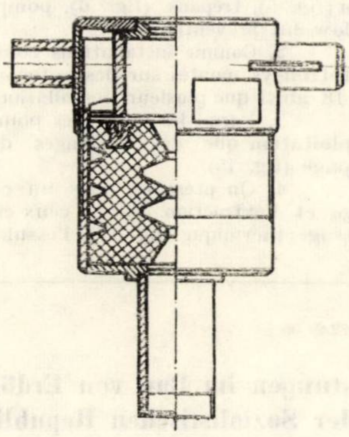


Fig. 18

hidromecanic, magneţi de instrumentaţie.

Marea majoritate a sculelor se execută de o singură uzină (Uzina mecanică—Cîmpina) care este profilată şi specializată în astfel de produse. Această specializare la care se adaugă dotarea uzinei cu maşini-unelte moderne care permit aplicarea unei tehnologii optime de fabricare, precum şi un personal bine calificat, asigură fabricarea de scule şi utilaje de înaltă calitate.

Cu organizarea pe care o are în Republica Socialistă România ramura constructoare de utilaj pentru foraj şi extracţia ţiţeiului poate realiza cele mai noi şi variate instalaţii, utilaje şi scule, cu îndeplinirea şi satisfacerea cerinţelor celor mai pretenţioşi solicitanţi.

DC 622.24.05

Oilfield equipment. Drilling-extraction installations put out in the Socialist Republic of Romania

More than a century old experience in oil and gas exploitation has enabled Romania to develop a powerful oilfield equipment industry.

Of original design the Romanian made oilfield equipment is being exported to more than 20 countries.

The paper presents several categories of equipment:

1. Installations for oil and gas well drilling (figures 1 2, 3), installations designed for geological drilling (fig. 4), water well drilling installations (fig. 5), drilling bits (fig. 6), mud pumps (fig. 7), cementing and hydraulic fracturing aggregates and blow out preventors.

2. Complex installations designed for geophysical investigation; various types of truck mounted hoists (fig. 8, 9, 10, 11, 12; an automatic oil well investigation installation (fig. 13); and several truck mounted coring installations are described.

3. The paper describes various installations utilized in the oil extraction process: workkover job installations for running wells and ground equipment such as pumping aggregates (fig. 14) and pumping heads (fig. 15).

4. Another chapter is devoted to the assimilation of a vast, varied range of drilling and extraction implements. Some of them are presented here: the 315 t lifting spider (fig. 16), pumping rod wipers. (fig. 18).

CD 622.24.05

Réalisations dans la construction d'outillages pétroliers de la branche forage-extraction dans la République Socialiste de Roumanie

L'expérience de plus d'un siècle dans l'exploitation du pétrole et des gaz a généré la possibilité du développement dans la République Socialiste de Roumanie, d'une puissante industrie de construction d'outillages pétroliers.

De conception originale, les outillages pétroliers roumains ont été exportés dans plus de 20 pays.

Dans l'article on présente ces outillages par groupes, correspondant à leur destination dans l'activité de chantier, et notamment:

1. L'outillage pour le forage des sondes est représenté par des installations de forage pour les sondes de pétrole et de gaz (fig. 1, 2, 3), installations de forage pour prospections géologiques (fig. 4), installations de forage pour puits d'eau (fig. 5), trépans (fig. 6), pompes à boue (fig. 7), agrégats pour la cémentation et pour la fissuration hydraulique et blow-out preventrs.

2. Comme installations complexes pour l'investigation géophysique des trous de sonde on décrit plusieurs types d'autotrolleys montés sur des autocamions (fig. 8, 9, 10, 11, 12), une station automatique d'investigation du tropu de sonde (fig. 13 ainsi que plusieurs installations de carottage montées sur des autocamions.

3. Parmi les outillages pour l'extraction du pétrole, on décrit les installations d'intervention aux sondes en cours d'exploitation que des outillages de surface, comme par exemple des unités de pompage (fig. 14) et des têtes de pompage (fig. 15).

4. On présente, dans un chapitre commun, l'activité d'assimilation d'une gamme large et variée d'outils pour le forage et l'extraction. Parmi ceux-ci, on peut citer comme exemple l'élévateur à clavettes de 315 tf (fig. 16), le parker à dévissage thermique (fig. 17), l'essuie-tiges de pompage (fig. 18).

DK 622.24.05

Leistungen im Bau von Erdölanlagen im Bereich Bohrung und Förderung in der Sozialistischen Republik Rumänien

Die seit über einem Jahrhundert bestehende Erfahrung in der Erdöl-und Erdgasförderung ermöglichte in der Sozialistischen Republik Rumänien die Entwicklung einer starken Industrie für den Bau von Erdölanlagen.

Die nach eigenen Entwürfen gebauten rumänischen Erdölanlagen werden in über 20 Ländern exportiert.

Die Verfasser beschreiben diese Anlagen nach einzelnen Gruppen, die ihrem Einsatz auf den Rohrfeldern entsprechen und zwar:

1. Die Ausrüstungen für das Bohren der Sonden sind durch Bohranlagen für Erdöl-und Erdgassonden (Abb. 1, 2, 3), Bohranlagen für geologische Schürfungen (Abb. 4), Anlagen für Wasserbohrungen (Abb. 5). Bohrmeissel (Abb. 6)

Schlammpumpen (Abb. 7), Aggregate für Zementieren und hydraulische Spaltabdichtung und Eruptionsabsperrvorrichtungen, vertreten.

2. Von den komplexen Anlagen für geophysikalische Untersuchung der Bohrlöcher werden mehrere auf Lastkraftwagen montierte Motorwinden beschrieben (Abb. 8, 9, 10, 11, 12) ferner eine automatische Anlage zur Bohrlochuntersuchung (Abb. 13) sowie mehrere Bohrkernanlagen auf Lastkraftwagen.

3. Von den Anlagen für Erdölbohrung sind Interventionsanlagen für Fördersonden und Oberflächenanlagen, wie Pumpeinheiten (Abb. 14) und Pumpköpfe (Abb. 15) beschrieben.

4. In einem gemeinsamen Kapitel wird die Tätigkeit für die Produktionsaufnahme zahlreicher und vielfältiger Bohr- und Föderwerkzeuge behandelt. Als Beispiele können eine Elevator mit Keilen von 315 tp (Abb. 16) ein Parker mit thermischer Aufschraubung (Abb. 17) und eine Wischvorrichtung für das Pumpgestänge (Abb. 18) angeführt werden.

DK 622.24.05

Достижения конструкции нефтяного оборудования в области бурения-добычи в Социалистической Республике Румынии

Более чем столетний опыт в добыче нефти и газов создал возможность развития в Социалистической Республике Румынии мощной промышленности по производству нефтяного оборудования.

Оригинальной концепции, румынское нефтяное оборудование экспортируется в более 20 стран.

В статье это оборудование представлено по группам назначения в соответствии с строительной площадкой, а именно:

1. Оборудование для буровых скважин представляют буровые установки для нефтяных и газовых скважин (рис. 1, 2, 3), буровые установки для геологических разведок (рис. 4.), буровые установки для водосборных колодцев (рис. 5), буровые долота (рис. 6), грязевые насосы (рис. 7), агрегаты гидравлического цементирования и образования трещин и противовыбросные приспособления.

2. В качестве комплексных установок для геофизической разведки ствола скважины, описано несколько типов автолебедок, смонтированных на грузовых автомашинах (рис. 8, 9, 10, 11, 12), автоматическая станция для разведки ствола скважины (рис. 13), а также многочисленные каротажные установки, смонтированные на грузовых машинах.

3. Из оборудования для нефтедобычи описаны аварийные установки при продуктивных скважинах а также наземное оборудование, как насосные установки (рис. 14) и насосные головки (рис. 15).

4. В. общем разделе представлена деятельнось по ассимиляции широкого и многообразного ассортимента инструментов для бурения и нефтедобычи. Для примера приводятся следующие: спайдер в 315 тс (рис. 16), паркер с термическим отвинчиванием (рис. 17). очиститель насосных штанг (рис, 18).

CZ 621.436

Motoarele Diesel MB-820; MB-836 şi utilizările lor

Ing. Mandi MARCOVICI
Uzina „23 August"–Bucureşti

În anul 1968, pe baza licenţei Maybach-Mercedes Benz, s-a asimilat la Uzina „23 August" din Bucureşti fabricaţia familiei de motoare diesel MB—820 cu 12 cilindri şi MB—836 cu 6 cilindri.

Motoarele făcînd parte din această familie se execută fiecare în trei variante: cu admisiune naturală, denumite MB—820 B, respectiv MB—836 B, cu supraalimentare, denumite MB—820 Bb, respectiv MB—836 Bb şi cu supraalimentare înaltă şi cu răcirea intermediară a aerului, denumite MB—820 Db, respectiv MB—836 Db.

Aceste motoare sînt destinate utilizării în domenii cu condiţii grele de încărcare şi exploatare: transport feroviar, foraj, grupuri electrogeneratoare, unităţi de pompare, propulsie navală etc.

Motoarele MB—836 şi MB—820 sînt motoare diesel în patru timpi, nereversibile, cu cameră de preardere, răcite cu apă, cu sens de rotaţie invers acelor ceasornicului (motorul fiind privit dinspre volant).

Carterul monobloc, turnat din aliaj uşor, permite fixarea la partea sa superioară a chiulaselor individuale, iar la partea inferioară a arborelui cotit şi a băii de ulei. Roţile dinţate ale distribuţiei sînt plasate tot în interiorul carterului monobloc.

Chiulasele din fontă slab aliată sînt echipate cu patru supape (două pentru admisiune şi două pentru evacuare), camera de preardere fiind dispusă central. Camera de preardere, de formă sferică, este terminată cu un difuzor cu şase orificii.

Cămăşile de cilindru, amovibile de tipul umed sînt turnate centrifugal din fontă cenuşie specială.

Pistonul nerăcit este matriţat din aliaj uşor şi are trei segmenţi de compresiune şi doi segmenţi de ungere. Axul pistonului este de tipul flotant.

Bielele matriţate din oţel aliat permit, prin construcţia lor, să fie scoase prin cilindrul motor.

Arborele cotit larg dimensionat, forjat din oţel înalt aliat, se reazemă pe şapte lagăre palier (dintre care unul preia jocul axial) echipate cu cuzineţi trimetalici. În scopul creşterii rezistenţei la uzură, fusurile sînt călite prin curenţi de înaltă frecvenţă.

Instalaţia de alimentare cu combustibil este prevăzută cu pompe de injecţie tip Bosch, monobloc, cu regulator centrifugal pentru toate regimurile, cu pompa de alimentare cu piston, injectoare de tip închis cu ştift, filtru fin dublu şi filtru brut cu combustibil.

Motoarele MB—820 sînt prevăzute cu un dispozitiv pentru reglarea automată a avansului la injecţie în funcţie de turaţie.

Pentru supraalimentare se folosesc grupuri turbosuflante; construite după licenţa Brown-Boveri, acţionate de gazele arse printr-o turbină axială, suflanta fiind de tip radial.

Răcirea motoarelor este realizată în circuit închis, circulaţia apei fiind asigurată de o pompă centrifugală acţionată de motor. Reglajul temperaturii de răcire este efectuat în mod automat de un termostat cu clapetă, elementul sensibil fiind o capsulă cu cerezină.

Sistemul de ungere sub presiune este comandat de o pompă cu roţi dinţate acţionată de motor. În circuitul de ungere sînt prevăzute, în afara supapelor de limitare a presiunii, răcitorul de ulei, filtrul combinat de ulei şi filtrul centrifugal, construit după licenţa Glacier. În circuit este amplasat un dispozitiv hidraulic de oprire a motorului în cazul scăderii presiunii uleiului sub valoarea minimă admisibilă. Baia de ulei este astfel construită, încît permite funcţionarea motorului la înclinări longitudinale de 12° şi transversale de 15°.

Secţiunile transversale schematice prin motoarele MB—820 Db şi MB—836 Db sînt arătate în figurile 1 şi 2.

Caracteristicile tehnice principale ale motoarelor MB—836 şi MB—820, avînd diametrul cilindrului 175 mm, cursa pistonului 205 mm şi cilindreea totală 29,6 l respectiv 59,2 l, sînt prezentate în tabelele 1, 2 şi diagramele din figurile 3 şi 4.

Aspectul exterior şi dispunerea agregatelor anexă reies din figurile 5, 6, 7, 8, 9 şi 10.

Pentru satisfacerea cerinţelor specifice diferitelor domenii de utilizare, motoarele pot fi livrate în două variante de echipare, precum şi cu agregate anexe diferite.

Variantele în care se pot livra motoarele sînt:

1. Pornire cu demaror electric:

— intalaţie automată de protecţie şi avertizare electrică;

— agregat de preîncălzire electric.

2. Pornire cu demaror pneumatic :

— instalaţie automată de protecţie şi avertizare pneumatică ;

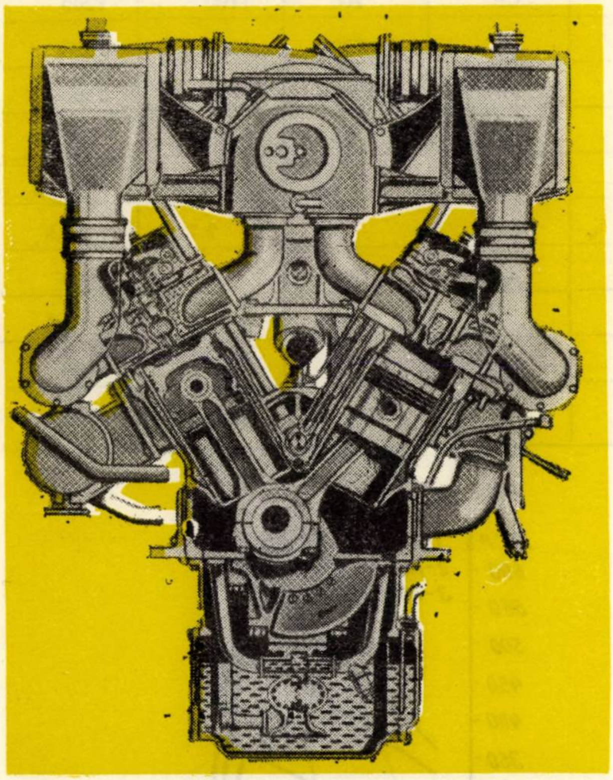


Fig. 1. Secţiune transversală prin motorul MB-820 Db.

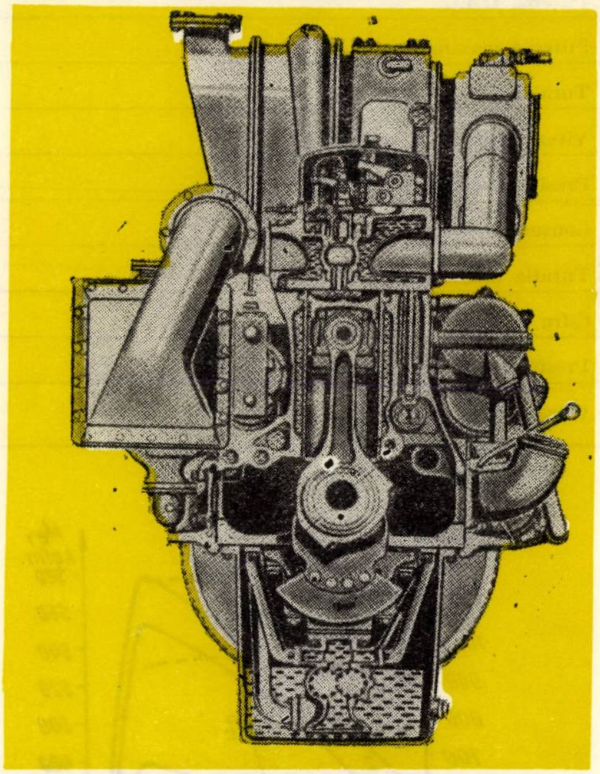


Fig. 2. Secţiune transversală prin motorul MB-836 Db.

— agregat de preîncălzire cu arzător de motorină.

Motoarele mai pot fi echipate cu filtru de aer cu baie de ulei (pentru funcţionare în zone cu praf), cu cuplaj elastic (cu tampoane sau cu dinţi), cu ax cardanic, cu radiator şi ventilator, cu pompă pentru circulaţia apei de răcire în circuit exterior (de exemplu, pentru apa de mare), cu generator electric şi regulator de tensiune, cu comandă manuală a turaţiei, cu telecomandă pneumatică a turaţiei etc.

Varianta electrică permite executarea opririi şi pornirii motorului de la distanţă. Pentru pornire sînt prevăzute două relee : releul de

Tabela 1

Denumirea	U. M.	MB-836 B	MB-836 Bb	MB-836 Db
Puterea U.I.C.	CP	350	500	550
Puterea maximă	CP	385	550	610
Turaţia	rot/min	1500	1500	1500
Viteza medie a pistonului	m/s	10,5	10,5	10,5
Presiunea medie efectivă	kgf/cm²	7,80	11,22	12,32
Consumul orar de ulei	kg/h	1,10	1,80	2,30
Turaţia minimă de mers în gol	rot/min	600	600	600
Cifra de fum Bosch	—	2	2	2
Presiunea de supraalimentare	torr	—	500	590
Greutatea	kg	1985	2185	2375

Tabela 2

Denumirea	U. M.	MB – 820 B	MB – 820 Bb	MB – 820 Db
Puterea U.I.C.	CP	700	1100	1200
Puterea maximă	CP	770	1210	1320
Turaţia	rot/min	1500	1500	1500
Viteza maximă a pistonului	m/s	10,5	10,5	10,5
Presiunea medie efectivă	kgf/cm²	7,8	12,40	13,42
Consumul orar de ulei	kg/h	1,6	2,7	3,5
Turaţia minimă de mers în gol	rot/min	600	600	600
Cifra de fum Bosch	—	1,5	1,5	1,5
Presiunea de supraalimentare	torr	—	700	800
Greutatea	kg	2700	3040	3200

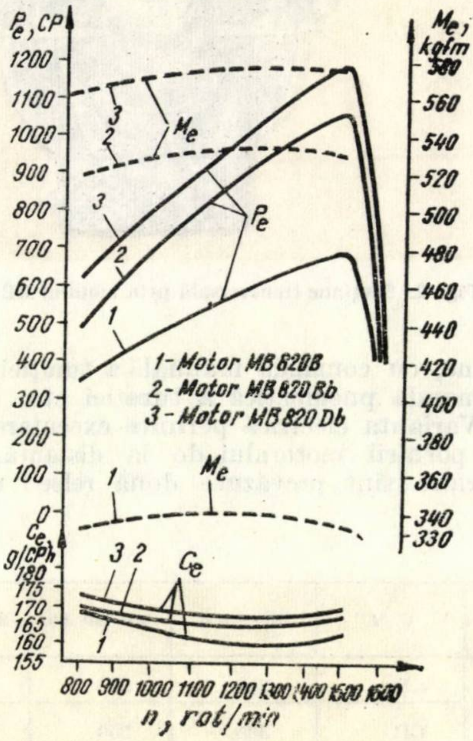


Fig. 3

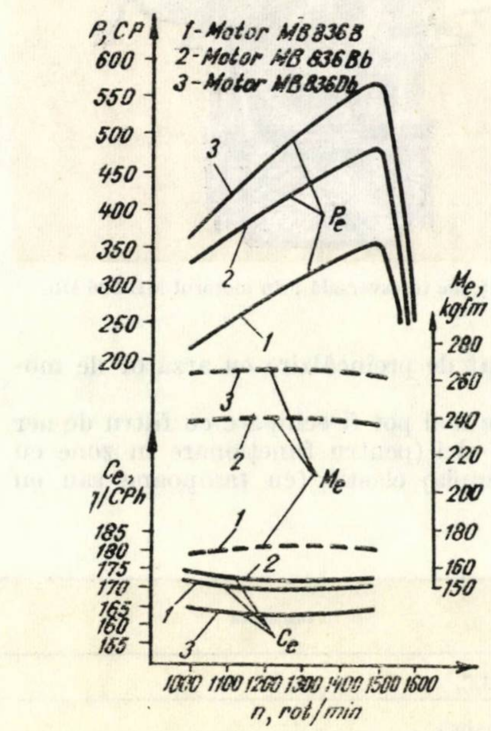


Fig. 4

repetare a pornirii, care repetă acţiunea de angrenare a pinionului demarorului pînă la o angrenare corectă şi releul de blocare a pornirii, care scoate din angrenare pinionul demarorului dacă motorul a pornit. Instalaţia permite pornirea motorului numai prin operaţia de apăsare a butonului de pornire, restul operaţiilor făcîndu-se automat într-o succesiune determinată.

La varianta pneumatică, pornirea se face cu un demaror pneumatic cu doi rotori cu şase lobi, care funcţionează cu aer comprimat la o presiune de 6—10 at.

Schema de funcţionare a variantei pneumatice este dată în figura 11.

Instalaţia automată de protecţie şi avertizare controlează continuu doi parametri ai motorului: temperatura apei de răcire şi presiunea uleiului de ungere. La depăşirea temperaturii admisibile, instalaţia avertizează sonor şi, în cazul cînd nu se iau măsuri de remediere a defecţiunii, reduce turaţia motorului la cea de mers în gol. La scăderea presiunii uleiului sub o anumită limită, motorul este oprit. Instalaţia asigură şi comanda de oprire voită a motorului. Motoarele în varianta pneumatică se pot executa şi pentru condiţii de funcţionare TH (tropical umed).

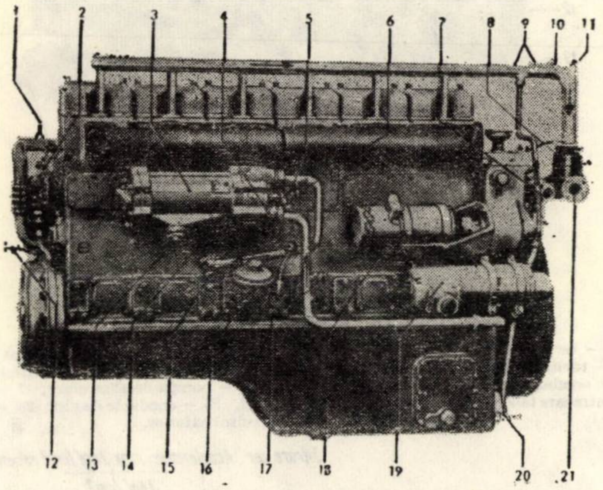


Fig. 5. Motor MB-836 B :

1, 2, 9, 10, 11, 12 — conducte de apă cu prizele pentru aparatele de măsură; *3, 5, 13*—filtru de ulei cu maneta pentru curăţarea periodică; *4*—sonda pentru nivelul de ulei; *6* — presostat; *7* — antrenarea tahoindicatorului; *8* — termostat; *14, 15* — prize pentru manometrele de ulei; *16* — pipă de ulei; *17* — supapa de reţinere; *18* — generator electic; *19* — demaror pneumatic; *20* — robinet de scurgere.

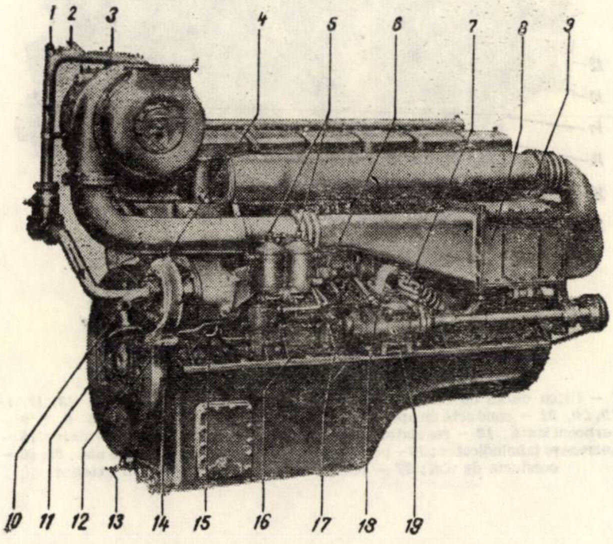


Fig. 7. Motor MB-836 Db :

1, 2, 3, 10, 11 — conducte de apă cu prize pentru aparatele de măsură; *4, 12* — pompă de apă; *5* — filtru dublu de combustibil; *6* — pompă de alimentare; *7, 19* — pompă pentru circuit exterior; *8, 9* — răcitorul aerului de supraalimentare; *13* — dop de scurgere; *14, 16* — scurgeri apă şi combustibil; *15* — intrare apă de răcire; *17, 18* — conducte combustibil.

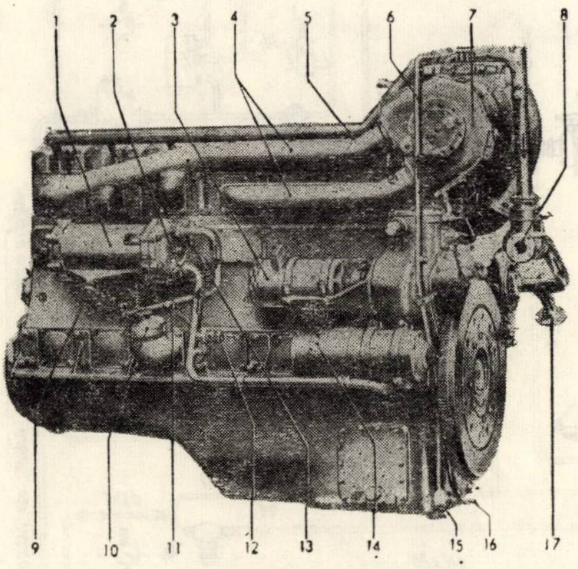


Fig. 6. Motor MB-836 Bb :

1, 2, 9 — filtru de ulei cu maneta pentru curăţarea periodică; *3* — generator electric; *4* — colectoare de evacuare; *5, 6, 17* — conducte de apă; *7*— turbosuflantă; *8* — termostat; *10*—pipă de ulei; *11* — sondă pentru nivelul uleiului; *12*—supapă de reţinere; *13*— presostat ulei; *14* — demaror electric; *15, 16* — dopuri pentru scurgerea uleiului din baie.

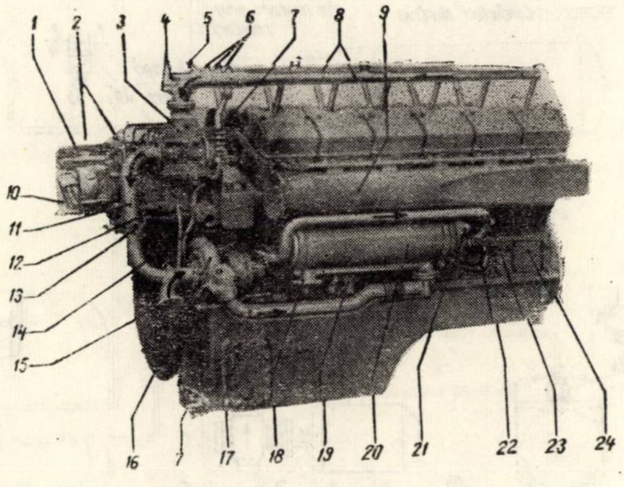


Fig. 8. Motor MB-820 B :

1, 10 — regulatorul de turaţie; *2* — filtrul dublu de combustibil; *3* — termostat; *4, 5, 6, 7, 8, 11, 13, 15, 17* — conducte de apă; *9* — colector de admisiune; *12* — pompă de alimentare; *14* — antrenare tahoindicator; *16* — pompă de apă; *18, 20, 21* — răcitorul de ulei; *19* — generatorul electric; *22, 23* — conducte de ulei; *24* — capac de vizitare.

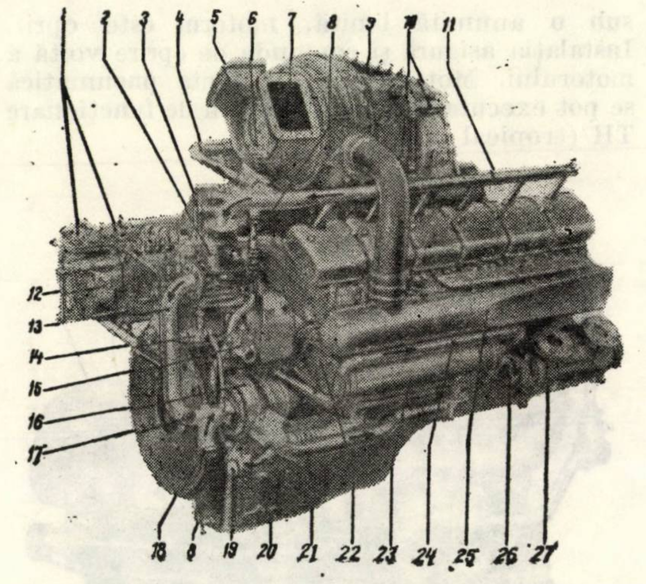

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
8
19
20
21
22
23
24
25
26
27

Fig. 9. Motor MB-820 Bb :

1 — filtru dublu de combustibil; *2* — termostat; *3, 4, 8, 10, 11, 13, 17, 18 19, 20, 21* — conducte de apă cu prize pentru aparate de măsură; *5 6, 7, 9* — turbosuflantă; *12* — regulator de turaţie; *14* — pompă de alimentare; *15* — antrenare tahoindicator; *16* — pompă de apă; *22, 23* — răcitorul de ulei; *24, 26* — conducte de ulei; *27* — pompă de apă pentru circuitul exterior.

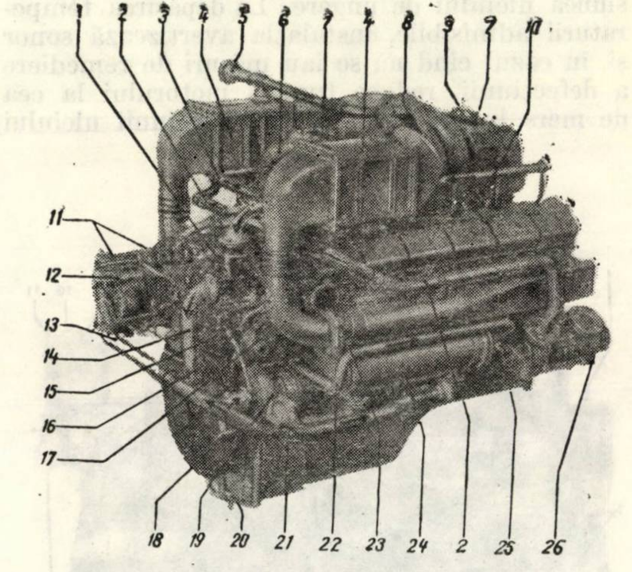

1
2
3
4
5
6
7
8
9
7
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
2
25
26

Fig. 10. Motor MB-820 Db :

1 — termostat; *2, 3, 5, 9, 10, 13, 14, 16, 18, 20, 21, 23* — conducte de apă; *4* — răcitorul aerului de supraalimentare; *6, 7, 8* — turbosuflantele; *11* — filtrele de combustibil; *12* — regulatorul de turaţie; *15* — pompa de alimentare; *17* — antrenare tahoindicator; *19* — pompă de apă; *22, 25* — conducte de ulei; *26* — pompa de apă pentru circuitul exterior.

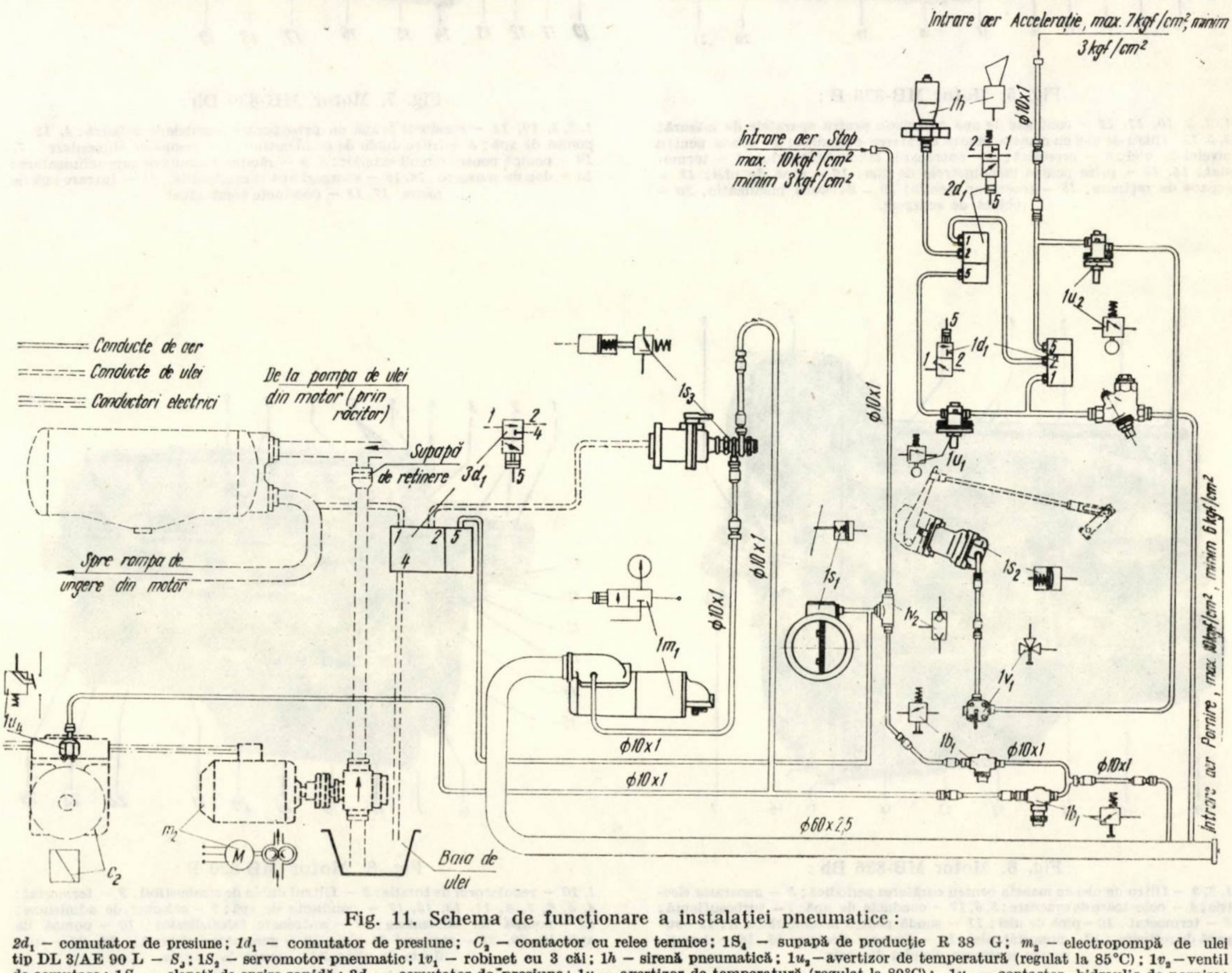

Intrare aer Acceleraţie, max. 7kgf/cm², minim 3kgf/cm²
Intrare aer Stop max. 10kgf/cm² minim 3kgf/cm²
1h
2d1
1d1
1u2
1s3
1u1
Conducte de aer
Conducte de ulei
Conductori electrici
De la pompa de ulei din motor (prin răcitor)
Supapă de reţinere
3d1
Spre pompa de ungere din motor
1s1
1m1
1s2
1v2
1v1
1b1
Intrare aer Pornire, max 10kgf/cm², minim 6kgf/cm²
ϕ10x1
ϕ60x2,5
1u4
m2
M
C2
Baia de ulei

Fig. 11. Schema de funcţionare a instalaţiei pneumatice :

$2d_1$ — comutator de presiune; $1d_1$ — comutator de presiune; C_2 — contactor cu relee termice; $1S_4$ — supapă de producţie R 38 G; m_2 — electropompă de ulei tip DL 3/AE 90 L — S_3; $1S_2$ — servomotor pneumatic; $1v_1$ — robinet cu 3 căi; $1h$ — sirenă pneumatică; $1u_2$ — avertizor de temperatură (regulat la 85°C); $1v_2$ — ventil de comutare; $1S_1$ — clapetă de oprire rapidă; $3d_1$ — comutator de presiune; $1u_1$ — avertizor de temperatură (regulat la 80°C); $1u_4$ — contactor hidraulic de pornire; $1S_3$ — dispozitiv hidraulic de oprire cu supapă pneumatică; $1b_1$ — buton de comandă; $1m_1$ — demaror pneumatic.

În prezent se găsesc în funcţiune cîteva sute de motoare MB—836, MB—820 în industria petrolieră, calea ferată şi cîteva unităţi pe nave fluviale.

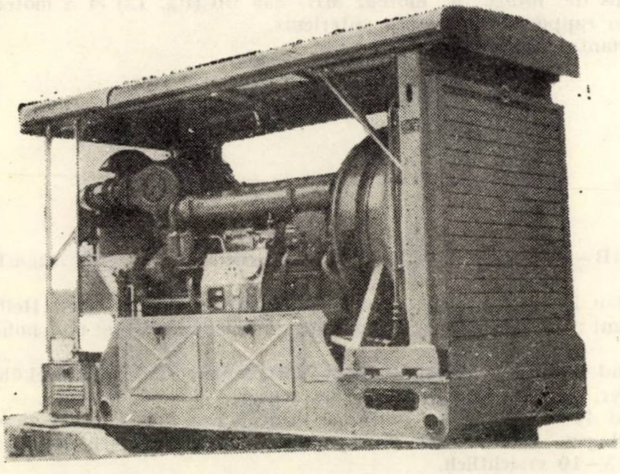


Fig. 12. Grup de foraj cu motor MB-836 Bb.

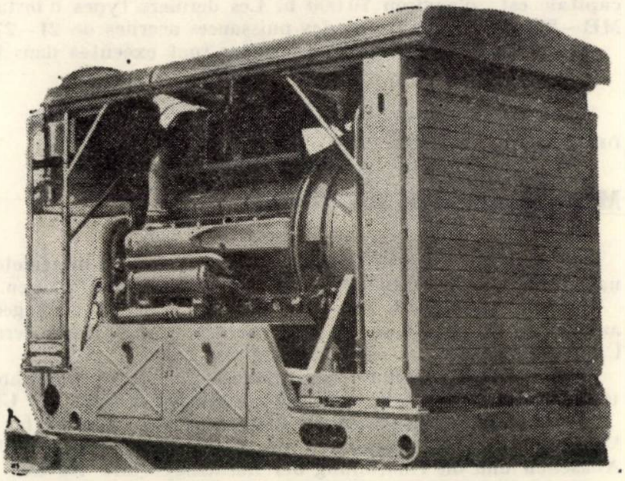


Fig. 13. Grup de foraj cu motor MB-820 Bb.

Ultimele tipuri de grupuri de foraj cu motor MB—836 Bb (fig. 12) şi cu motor MB—820 Bb (fig. 13) au puteri sporite cu 21—27% faţă de grupurile anterioare. Motoarele acestor grupuri sînt executate în varianta pneumatică.

Exploatarea motoarelor MB—836 şi MB—820 a arătat că, în condiţiile unei întreţineri corecte, durata lor de funcţionare pînă la prima reparaţie capitală este de circa 10 000 ore de funcţionare.

CD 621.436

MB-820 and MB-836 Diesel Engines and their utilization

The paper presents the MB—820 and MB—836 family of Diesel engines mass-produced at the „23 August" plant of Bucharest under the Maybach Mercedes Benz licence.

The MB—820 twelve-cylinder in — „V" (fig. 1) and MB—836 six-cylinder in line (fig. 2) engines are put out in 3 versions: with natural intake, with simple supercharging, with supercharging and cooling of the air before its being admitted into the engine.

These non-reversible, 4-stroke cycle engines equipped with pre-combustion chamber are water cooled and run anti-clockwise. Their features (tables 1 and 2, figures 3 and 4) and build make them fit for utilization in railtransport, drilling, power stations, pumping units, naval propelling etc. Their aspect and the location of the annex aggregates are shown in fig. 5—10.

In compliance with the purchaser's requirements they can be supplied in an „electric" or „pneumatic" version, this regarding particularly their starting and the automatic protection installation. The running scheme of the pneumatic version is shown in fig. 11.

The exploitation of several hundred of engines has confirmed the excellent behaviour and durability of the MB—820 and MB—836 put out by the „23 August" Work — Bucharest.

Experience has proved that under correct maintenance they can operate some 10,000 hours before the first overhaul. The latest drilling rigs equipped with MB—836 Bb (fig. 12) and MB—820 Bb (fig. 13) engines have shown a 21—27% increase in power against the previous drilling installations; these installations are equipped with the pneumatic variant engine.

CD 621.436

Moteurs Diesel MB-820, MB-836 et leur emploi

Dans cet article on présente les moteurs Diesel MB—820, MB—836, fabriqués par l'usine „23 August" Bucarest d'après la licence Maybach Mercedes Benz.

Les moteurs MB—820 à 12 cylindres en „V" (fig. 1) et MB—836 à 6 cylindres en ligne sont construits en 3 variantes : à aspiration naturelle, à suralimentation et à suralimentation élevée et refroidissement intermédiaire de l'air.

Ces moteurs diesel fonctionnent selon le cycle en 4 temps ; ils sont irréversibles, ont une chambre de précombustion séparée ; ils sont refroidis à l'eau et ils ont le sens de rotation inverse à celui des aiguilles de montre si l'on regarde le moteur à partir du volant.

Les caractéristiques (tableaux 1 et 2 et fig. 3 et 4) et la construction de ces moteurs les rendent aptes à fonctionner dans les domaines du transport ferroviaire, du forage, des centrales électriques, des unités de pompage, de propulsion navale etc. L'aspect extérieur et l'emplacement des agrégats annéxes ressortent des figures 5—10.

Selon les conditions spécifiques du consommateur, ils peuvent être exécutés dans la variante „électrique'' ou „pneumatique'' celà se rapportant, particulièrement, au mode de demarrage et à l'installation automatique de protection. Le schéma de fonctionnement de la variante pneumatique est présenté dans la figure no. 11.

L'exploitation des quelques centaines de moteurs produits confirme le bon comportement et la durée élevée de fonctionnement des moteurs MB—820 et MB—836 fabriqués par l'usine „23 August'' de Bucarest. L'expérience accumulée a prouvé, dans les conditions d'un entretien correct, que la durée de fonctionnement des moteurs jusqu'à la première réparation capitale est d'environ 10 000 h. Les derniers types d'installations de forage à moteur MB—836 Bb (fig. 12) et à moteur MB—820 Bb (fig. 13) ont des puissances accrues de 21—27% par rapport aux groupes antérieurs.

Les moteurs de ces groupes sont exécutés dans la variante pneumatique.

DK 621.436

MB-820 und MB-836 Dieselmotoren

Der Verfasser beschreibt die Reihe der Dieselmotoren MB—820 und MB—836, die im Bukarester Werk „23. August'' nach einer Lizenz Maybach Mercedes Benz gebaut werden.

Die Motoren MB—820 mit 12, in V-Form angeordneten Zylindern (Abb. 1) und MB—836 mit 6, in einer Reihe angeordneten Zylindern (Abb. 2) werden in drei Baumstern gebaut: mit natürlicher Ansaugung, mit Überspeisung und hoher Überspeisung mit Zwischenkühlung der Luft.

Diese Dieselmotoren arbeiten im Viertaktverfahren, sind nichtumkehrbar, besitzen Vorkammer, sind wassergekühlt und haben die Drehrichtung im umgekehrten Sinn der Uhrzeiger, vom Schwungrad aus betrachtet.

Die Charakteristiken (Tabelle 1 und 2 und Abb. 3 und 4) wie auch die Bauweise ermöglichen den Einsatz dieser Motoren bei Triebfahrzeugen im Eisenbahnverkehr, in Bohranlagen, Kraftwerken, Pumpeinheiten, Schiffsantrieb usw. Das Aussehen und die Anordnung der Zusatzaggregate ist aus Abb. 5—10 ersichtlich.

Im Verhältnis zu den spezifischen Bedingungen des Verbrauchers können die Motoren in „elektrischer'' oder „pneumatischer'' Ausführung gebaut werden. Dies bezieht sich in erster Linie auf die Anlassweise und die automatische Schutzeinrichtung. Das Betriebsschema der pneumatischen Ausführung ist aus Abb. 11 ersichtlich.

Die einigen Hunderte, in Betrieb befindlichen Motoren bestätigen das gute Verhalten und die lange Lebensdauer der vom Bukarester Werk „23 — August'' gebauten Motoren MB—820 und MB—836. Die gesammelte Erfahrung hat gezeigt, dass bei einer entsprechenden Wartung, die Betriebsdauer der Motoren bis zur Generalüberholung etwa 10 000 Stunden beträgt. Einige Typen von Bohraggregaten mit einem Motor MB—836 Bb (Abb. 12) und einem Motor MB—820 Bb (Abb. 13) weisen eine um 21—27% höhere Leistung als die vorangehenden Sätze auf. Die Motoren dieser Sätze sind in pneumatischer Ausführung gebaut.

DK 621.436

Дизельные двигатели МВ-820, МВ-836

Показаны дизельные двигатели МВ—820, МВ—836, выпускаемые заводом 23 Августа в гор. Бухаресте по лицензии Maybach Mercedes Benz.

Двигатели МВ—820 12-ти цилиндровые, V-образные (рис. 1) и МВ—836 6-тицилиндровые с линейным расположением цилиндров (рис. 2), производятся в трех вариантах: с естественным всасыванием, с наддувом и с высоким наддувом, с промежуточным охлаждением воздуха.

Это нереверсивные, предкамерные дизельные двигатели с водяным охлаждением и направлением вращения против часовой стрелки, работающие по четырехтактному циклу.

Благодаря своим характеристикам (таблицы 1 и 2 и рисунки 3 и 4) и конструкции, двигатели могут работать в областях железнодорожного транспорта, бурения, электрических станций, насосных установок и т.п. Внешний вид и расположение агрегатов показаны на рисунках 5—10.

В зависимости от специфических условий потребления, двигатели можно производить по „электрическому'' или „пневматическому'' варианту, причем это относится, главным образом, к способу запуска и к автоматическому защитному устройству. Схема функционирования пневматического варианта показана на рисунке 11.

Эксплуатация нескольких сот двигателей подтвердила результаты прочности двигателей МВ—820, МВ—836, выпускаемых заводом 23 Августа — Бухарест. Приобретенный опыт показал, что в условиях надлежащего ухода, срок работы двигателей до первого капитального ремонта составляет около 10 000 часов. Последние типы буровых установок с двигателем МВ—836 Вб (рис. 12) и двигателем МВ—820 Вб (рис. 13) имеют мощность на 21—27% больше, чем предыдущие установки. Двигатели этих установок выполнены по пневматическому варианту.

CZ 629.114.8(498)

REALIZĂRILE INDUSTRIEI CONSTRUCTOARE DE AUTOMOBILE DIN ROMÂNIA

Ing. Eugen MANOLESCU
Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare – Braşov
Ing. Gh. IONESCU Ing. Hans JEKELIUS

Dezvoltarea producţiei de automobile din Republica Socialistă România

Deşi relativ tînără, industria constructoare de automobile din Republica Socialistă România a înregistrat succese remarcabile în decursul celor 15 ani de la înfiinţarea ei, producînd în anul 1968 peste 40 000 automobile, din care 25 400 autocamioane şi derivate ale acestora.

Plecînd de la o necesitate resimţită stringent în economia naţională, producţia de automobile în Republica Socialistă România a luat fiinţă în anul 1954, prin fabricarea unui autocamion de 4 t sarcină utilă, pe autoşasiul căruia s-au realizat şi unele autovehicule derivate (autobasculante, autovehicule comunale şi de pompieri, autodube izoterme etc.). De asemenea, tot pe acest autoşasiu s-a construit primul autobuz românesc. În anii ce au urmat, aceste construcţii au fost dezvoltate şi completate cu noi autovehicule.

În anul 1957 a fost realizat primul autoturism de teren, care, în condiţiile de exploatare din Republica Socialistă România, a dat satisfacţie deplină. Pe baza organelor de propulsie şi rulare ale acestuia, au fost realizate, în continuare, autoutilitarele de 1—1,2 t sarcină utilă.

Începînd cu anul 1960, s-a trecut la asimilarea noilor tipuri de autovehicule utilitare din actuala fabricaţie.

În anul 1968 s-au pus bazele producţiei de autoturisme în Republica Socialistă România prin începerea fabricării tipului „Dacia 1100", după licenţă Renault.

În cadrul dezvoltării industriei de automobile din România, în anii următori, pe lîngă modernizarea actualelor produse şi asimilarea noului autoturism, vor fi asimilate în fabricaţie autocamioane de tonaj mărit şi autobuze de mare capacitate. Producţia de automobile în Republica Socialistă România va depăşi în 1975 cifra de 100 000 buc. pe an, din care aproximativ jumătate vor fi autovehicule utilitare.

Rezultatele remarcabile ale constructorilor de automobile din România sînt oglindite în ritmul de creştere a producţiei anuale, iar creşterea continuă a exportului de autovehicule româneşti demonstrează competitivitatea acestor produse în străinătate. În diagramă (fig. 1) se prezintă dezvoltarea producţiei automobilelor din Republica Socialistă România.

Gama autovehiculelor utilitare produse în Republica Socialistă România cuprinde şase tipuri de bază, din care derivă alte peste 35 de autovehicule specializate, deosebindu-se de produsele de bază prin suprastructură, numărul punţilor motoare, echipamente speciale şi altele. La realizarea acestora concură peste 100 de întreprinderi din toate ramurile economiei naţionale.

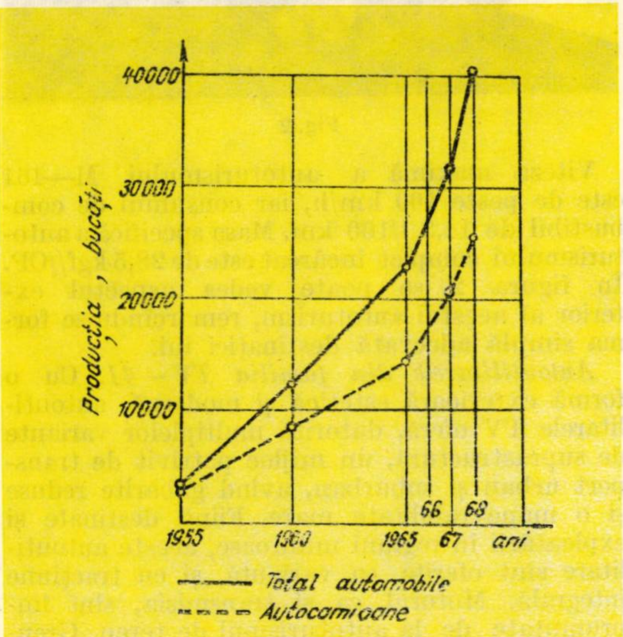


Fig. 1

Tipurile autovehiculelor de bază şi unele derivate reprezentative din actuala fabricaţie

Autoturismul de teren M—461 C este destinat exploatării pe orice categorie de drumuri şi terenuri accidentate. Construcţia acestui autoturism cu tracţiune integrală se remarcă prin robusteţă şi o mare capacitate de trecere. Caroseria metalică deschisă, acoperită cu prelată, are două locuri în faţă, iar în spate cîte o banchetă rabatabilă lateral (în stînga şi dreapta), numărul total de locuri fiind 2 + 6. La o greutate totală de 2 200 kgf, sarcina utilă a autoturismului este de 650 kgf, putînd să tracteze şi o remorcă în greutate totală de 850 kgf. Motorul cu aprindere prin scînteie, care echipează acest autoturism, are 4 cilindri în linie, cu o cilindree de 2 512 cm³. Raportul de compresie relativ scăzut ($\varepsilon = 7{,}2$) permite folosirea şi a unor benzine mai slabe (de exemplu COR—75). Puterea maximă realizată de acest motor la 3 800 rot/min este de 77 CP (DIN), iar cuplul de 17 kgfm.

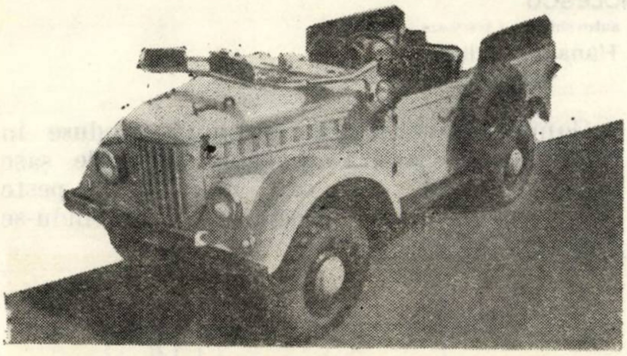


Fig. 2

Viteza maximă a autoturismului M—461 este de peste 100 km/h, iar consumul de combustibil de 14,5 l/100 km. Masa specifică a autoturismului complet încărcat este de 28,5 kgf//CP. În figura 2 se poate vedea aspectul exterior al acestui autoturism, remarcîndu-se forma simplă adecvată destinaţiei lui.

Autoutilitarele din familia TV – 41. Cu o formă exterioară estetică şi modernă, autoutilitarele TV oferă, datorită multiplelor variante de suprastructură, un mijloc potrivit de transport urban şi suburban, avînd gabarite reduse şi o manevrabilitate mare. Fiind destinate şi exploatării în regiuni muntoase, aceste autoutilitare sînt oferite, ca variantă, şi cu tracţiune integrală. Motorul, ca şi transmisia, sînt împrumutate de la autoturismul de teren. Greutatea totală maximă admisă, la un ampatament de 2 450 mm, este de 3 000 kgf la autocamioneta cu o sarcină utilă de 1 350 kgf (inclusiv conducătorul şi un pasager).

Suprafaţa platformei metalice este de 5,9 m² (3 040 × 1 940 mm), iar a furgonului 4,9 m² (2 750×1 792 mm).

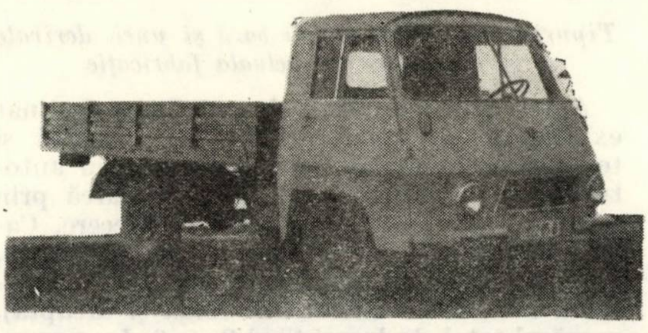


Fig. 3

Performanţele acestor autoutilitare sînt: viteza maximă 100 km/h, consumul de combustibil 13,5 l/100 km, masa specifică în stare încărcată 39 kgf/CP.

Componenţa familiei autoutilitarelor TV cuprinde:

- autocamionetă (fig. 3);
- autocamionetă tip pick-up;
- autofurgonetă (fig. 4);
- autosanitară;
- microbuz (fig. 5).

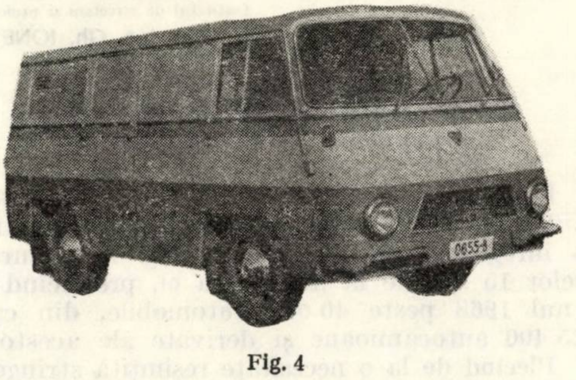


Fig. 4

Toate aceste variante pot fi livrate cu simplă şi dublă tracţiune.

În afară de derivatele principale indicate mai sus, se realizează un atelier mecanic mobil, montat pe şasiul autocamionetei cu dublă tracţiune, iar din microbuzul cu simplă tracţiune, prin decuparea pereţilor laterali şi spate, se fabrică aşa-numita autolitoretă, destinată transportului de pasageri de-a lungul litoralului.

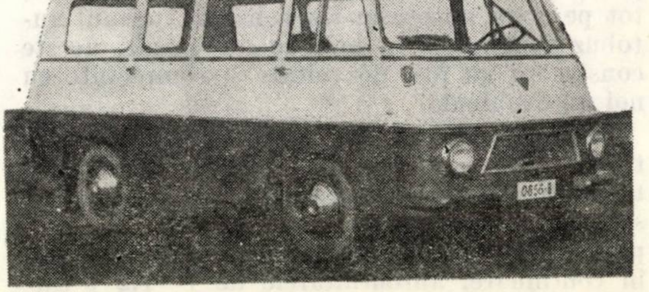


Fig. 5

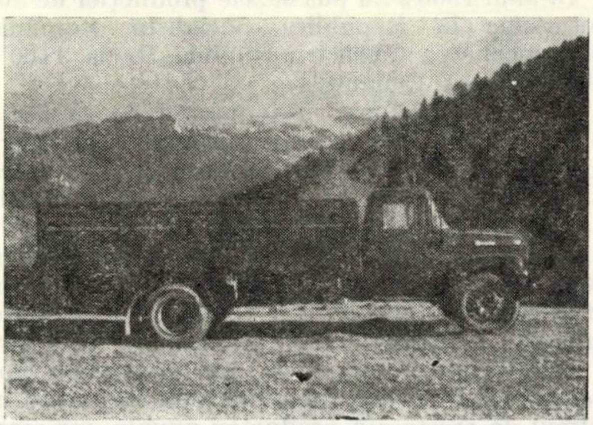


Fig. 6

Autocamioanele de 3 şi 5 t sarcină utilă. Aceste două categorii de autocamioane sînt de o concepţie unitară şi posedă un grad mare de unificare. Ambele categorii folosesc acelaşi motor cu aprindere prin scînteie, în patru timpi, răcit cu apă, cu opt cilindri în V şi o cilindree de 5 024 cm^3.

Puterea maximă a acestui motor la 3 600 rot/min este de 140 CP, iar cuplul motor maxim de 34 kgfm.

Gradul de compresie relativ scăzut ($\varepsilon = 7{,}2$) permite folosirea şi a unor benzine inferioare, cu o cifră octanică COR—75.

Comună celor două categorii de autocamioane, pe lîngă motorul în V8, mai este cabina complet metalică, de tip retras, cu parbriz panoramic. De asemenea, sînt unificate unele elemente ale transmisiei, comenzilor şi instalaţiei de frînare.

Destinaţia celor două categorii de autocamioane este oarecum diferită, lucru ce rezultă şi din compararea parametrilor şi performanţelor de exploatare. Pe cînd categoria de 3 t urmăreşte realizarea unui mijloc de transport rapid, cu o dinamică ridicată, destinată exploatării cu precădere ca vehicul solo în transporturile pe distanţe scurte şi mijlocii, categoria de 5 t a avut în vedere realizarea unor autovehicule destinate transportului solo şi cu remorcă pe distanţe mijlocii şi lungi.

Indicatorul de eficacitate al transportului, comparativ între cele două camioane, funcţionînd în solo, este practic acelaşi :

$$\frac{\textit{Sarcina utilă}}{\textit{Greutatea totală}} \times \frac{\textit{Viteza}}{\textit{Putere}} = \frac{5\,000}{8\,845} \times \frac{80}{140} = 0{,}325,$$

pentru tipul de 5 t, respectiv

$$\frac{3\,000}{6\,035} \times \frac{90}{140} = 0{,}318,$$

pentru tipul de 3 t.

Din ambele tipuri de bază au fost dezvoltate cîteva construcţii specializate, deosebindu-se de tipul de bază prin felul transmisiei (simplă sau cu dublă tracţiune), suprastructură, ampatament sau dotări speciale.

Cutiile de viteze ale autocamioanelor de 3 şi 5 t sarcină utilă sînt sincronizate, cu excepţia vitezei I şi a treptei de mers înapoi.

Existenţa unui reductor intermediar, cu un raport de demultiplicare în treapta a doua de 1 : 1,35, oferă autocamioanelor SR—113 N şi SR—113 L, un număr de 10 trepte de viteze şi, ca urmare, dinamică şi economicitate mărită în exploatare.

În tabela 1 se indică datele constructive principale ale acestor autocamioane.

Echipamentele şi agregatele de concepţie modernă, vizibilitatea bună şi conducerea uşoară, împreună cu o dinamică ridicată şi un confort corespunzător fac din aceste autocamioane mijloace de transport sigure şi eficace.

În figura 6 este arătat autocamionul de 5 t sarcină utilă SR—113 N, iar în figura 7, autocamionul cu dublă tracţiune SR—114.

Autoşasiurile acestor autocamioane, la rîndul lor, sînt folosite pentru o serie de suprastruc-

Tabela 1

Categoria	unitatea de măsură	3 t		5 t			
Tip	—	SR—131	SR—132	SR—113	SR—113N	SR—113 L	SR—114
Formula roţilor	—	4×2	4×4	4×2	4×2	4×2	4×4
Ampatament	mm	3 400	3 400	4000	4 400	4 800	4 000
Platforma lungime × lăţime	mm	2 944 × 2 086	3 043 × 2 088	3 944 × 2 340	4 500 × 2 200	5 200 × 2 200	3 710 × 2 340
Anvelope	ţoli	7,50—20	9,75×18	9,00—20	8,25—20	8,25—20	9,00—20
Numărul treptelor de viteze	—	4+1	(4+1)×2	5+1	(5+1)×2	(5+1)×2	(5+1)×2
Tipul frînei	—	Hidro-vacuumatic		Hidro-pneumatic		Hidro-vacuumatic	
Greutatea totală maximă	kgf	6 035	5 975	8 845	9 035	9 165	8 750
Sarcina utilă	kgf	3 000	2 000	5 000	5 000	5 000	4 500
Greutatea maximă remorcată	kgf	—	2 000	6 000	7 350	7 350	4 500
Viteza maximă	km/h	90	95	80	90	90	85
Consum combustibil	l/100 km	25	26	28	29	29	29
Puterea specifică — solo — autotren	 CP/t CP/t	 23,2 —	 23,5 17,5	 15,8 9,4	 15,5 8,55	 15,3 8,5	 16 10,6

turi, realizîndu-se o gamă mare de derivate specializate. Astfel, de exemplu, din categoria autocamionului de 3 t sînt derivate autodube şi autocisterne, iar autoşasiurile categoriei de 5 t formează structura de bază pentru autotractorul cu şa pentru semiremorci de 15 t, autobasculante (fig. 8 şi 9), autovidanjor, autogunoier, autostropitoare cu plug şi perie, autoatelier mecanic (fig. 10), autocisternă (fig. 11), automacara, autodubă şi autovehicul pentru pompieri.

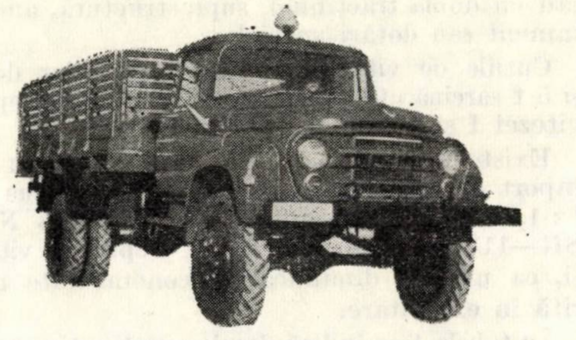


Fig. 7

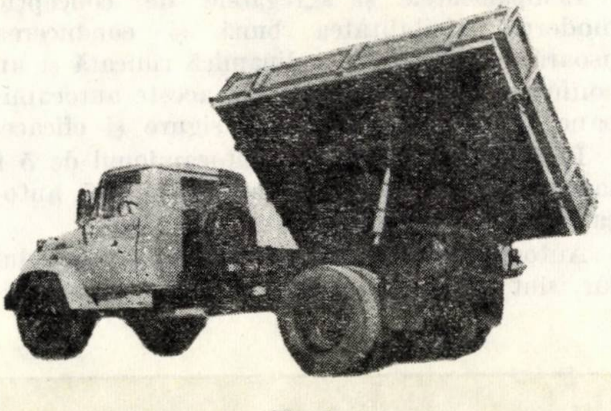


Fig. 8

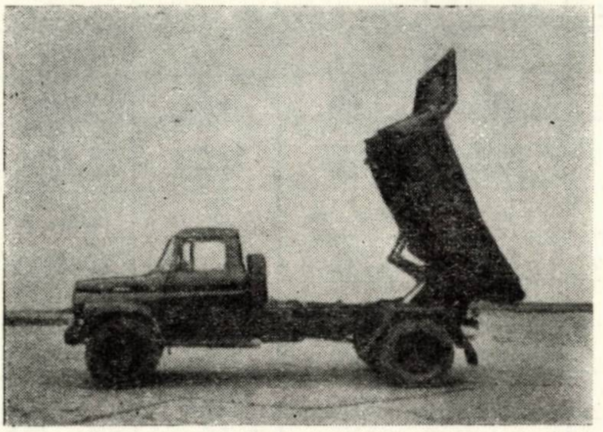


Fig. 9

Pentru utilizarea mai raţională a gabaritului longitudinal, a fost derivată din cabina retrasă a autocamionului de 5 t, o cabină semiavansată cu două locuri, destinată echipării unei familii de autocamioane de 7 t sarcină utilă, realizată prin întărirea infrastructurii autocamionului de 5 t. Motorul utilizat este tot cel cu 8 cilindri în V cu aprindere prin scînteie.

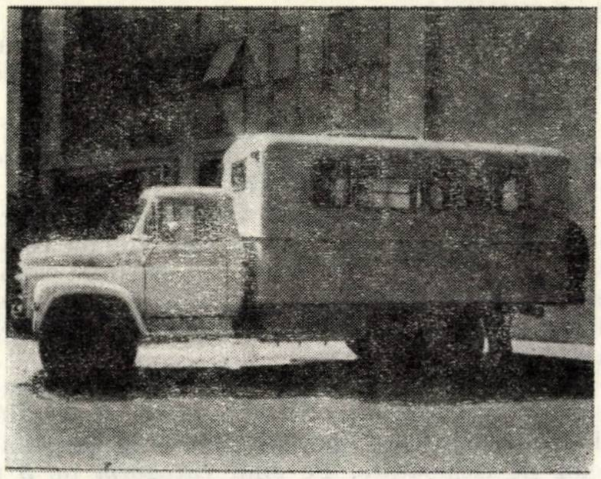


Fig. 10

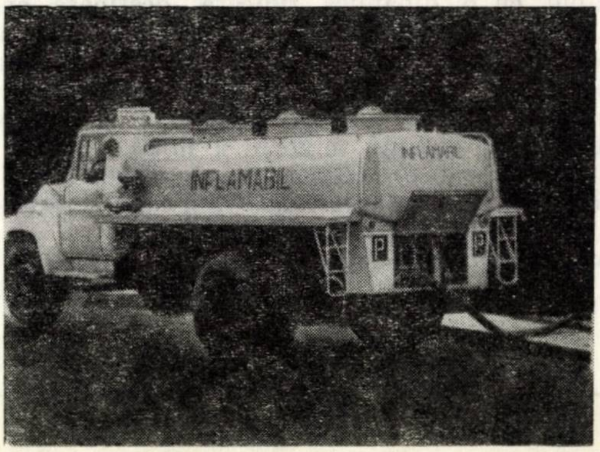


Fig. 11

Indicatorul de eficacitate a transportului este:

$$\frac{7\,000}{11\,000} \times \frac{80}{140} \cong 0{,}40.$$

În tabela 2 sînt indicate tipurile componente ale acestei familii.

Autoşasiul 8 BA IS destinat diverselor suprastructuri speciale este prevăzut cu şa pentru semiremorci, benă basculantă, cisterne etc.

Aceste autocamioane sînt dotate cu suspensie progresivă în faţă şi spate, frînă principală pneumatică cu două circuite, iar ca echipamente opţionale se oferă o frînă de încetinire de eşapament, blocajul diferenţialului şi altele.

Pentru anumite carosări speciale, uzina Automecanica — Mediaş echipează şasiul autocamionului de 5 t cu o cabină avansată rabatabilă, prevăzută cu cuşetă.

Tabela 2

Tip	Unitatea de măsură	8 BA IS	8 BA IN	8 BA IL
Ampatament	mm	2 500	3 100	3 550
Dimensiunile platformei lungime × lățime	mm	—	4 500 × 2 200	5 200 × 2 200
Dimensiunea anvelopelor	țoli	9,00—20	9,00—20	9,00—20
Numărul treptelor de viteze	—	5+1 sau (5+1)×2		
Greutatea totală maximă	kgf	11 000	11 000	11 000
Sarcina utilă	kgf	—	7 000	6 840
Greutatea maximă remorcată	kgf	9 000	9 000	9 000
Puterea specifică				
— solo	CP/t	12,7	12,7	12,7
— autotren	CP/t	7,0	7,0	7,0

Aspectul acestei cabine se poate vedea în figura 12.

Autobuzele de 7,5 și 9,5 m lungime. Destinat în primul rînd scopurilor turistice și transportului de pasageri în regiuni muntoase, autobuzul de 7,5 m simbolizat TV—71, se remarcă printr-o dinamică excelentă (fig. 13).

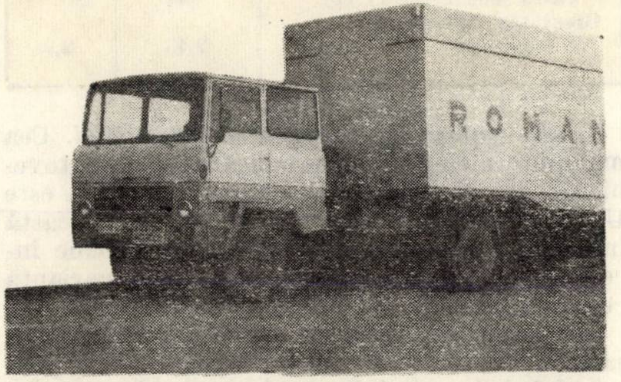


Fig. 12

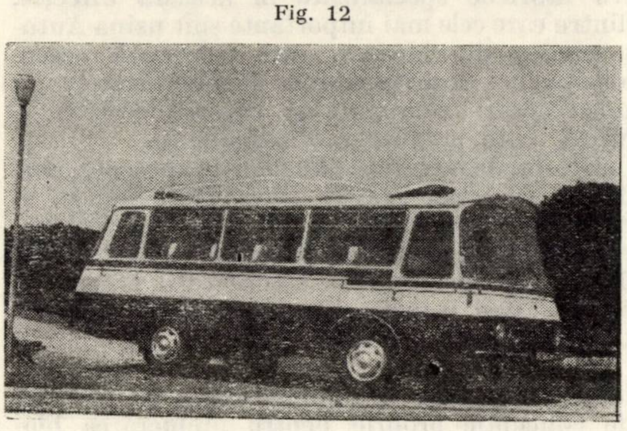


Fig. 13

Aspectul exterior modern, cu geamuri mari, la care se adaugă o suspensie bună și raze mici de viraj, imprimă acestui autobuz calități adecvate destinației lui.

La un ampatament de 3 470 mm, o lungime totală de 7 650 mm și o lățime de 2 410 mm, acest autobuz are 28 + 1 locuri pe scaune, putînd fi încărcat suplimentar cu bagaje în greutate totală de 700 kgf.

Greutatea totală a autobuzului încărcat este 8 200 kgf, din care 5 265 kgf reprezintă greutatea proprie. Suspensia acestui autobuz este realizată din arcuri semieliptice, amortizoare telescopice și bare stabilizatoare. Instalația de frînă hidropneumatică posedă două circuite independente.

Viteza maximă a autobuzului TV—71 este de 95 km/h.

Autobuzul de 9,5 m lungime, simbolizat TV—20 (fig. 14) este executat în două variante : tipul „urban'', avînd o capacitate totală de 90 de persoane, din care 27 locuri pe scaune, și tipul „rutier'', avînd 41 locuri pe scaune. Lungimea totală a acestor autobuze este de 9 695 mm, la un ampatament de 4 480 mm, lățimea maximă fiind de 2 500 mm.

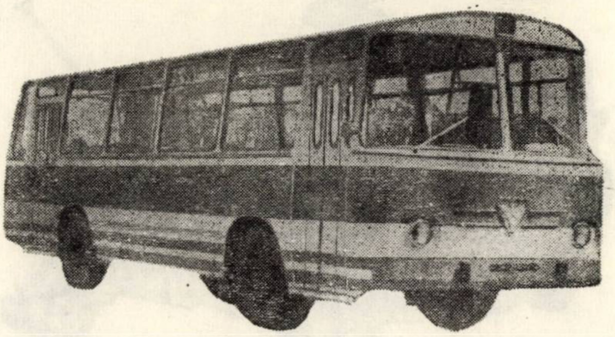


Fig. 14

Greutatea totală a autobuzului urban încărcat este de 12 600 kgf, din care 6 650 kgf este greutatea proprie. Autobuzul rutier încărcat are o greutate totală de 10 750 kgf și o greutate proprie de 6 800 kgf. Viteza maximă a acestor autobuze este de 80 km/h. Ambele autobuze sînt echipate cu motorul și cutia de viteze ale autocamionului de 5 t, de la care autobuzul de 7,5 m folosește și unele elemente constructive ale direcției, punților și instalației de frînare.

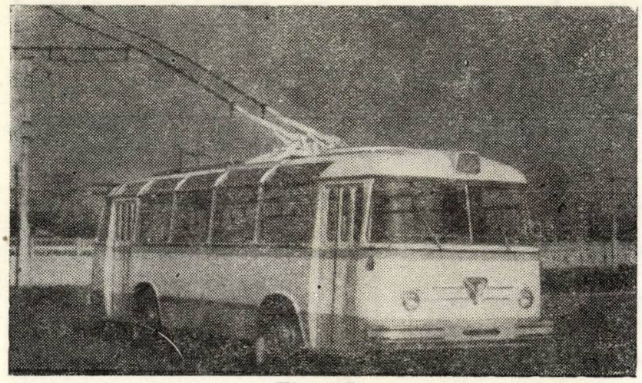


Fig. 15

Ca un derivat al autobuzului de 9,5 m, s-a realizat troleibuzul TV—2 F (fig. 15), echipat cu un electromotor de 75 kW, la o tensiune de 750 V.

Motoare. Motoarele SR—211 și M—207, care echipează autovehiculele prezentate mai sus, sînt motoare în patru timpi, cu aprindere prin scînteie, cu carburator, și fac parte dintr-o familie avînd la bază motorul SR—211 cu 8 cilindri în V la 90°, din care este derivat M—207 cu 4 cilindri în linie (fig. 16).

Din punct de vedere constructiv aceste motoare au blocul cilindrilor turnat din fontă, cu cămăși de cilindri umede ; chiulasa turnată din fontă cenușie, cu ghiduri de supape presate din fontă aliată Cr—V și scaun din stelit la supapa de evacuare; supapele din oțel inoxidabil Cr-Ni-V, iar supapa de evacuare prevăzută, pentru răcire, cu sodiu; arborele cotit turnat din fontă nodulară pe cinci paliere, iar arborele cu came turnat din fontă cenușie Cr-Mo-V; pistonul de tip autoterm este executat din aliaj eutectic Al-Si; segmenții sînt în număr de trei; doi de compresie — cel superior fiind cromat la exterior — și unul de ungere, format din două inele din tablă subțire cromate la exterior și un inel expandor.

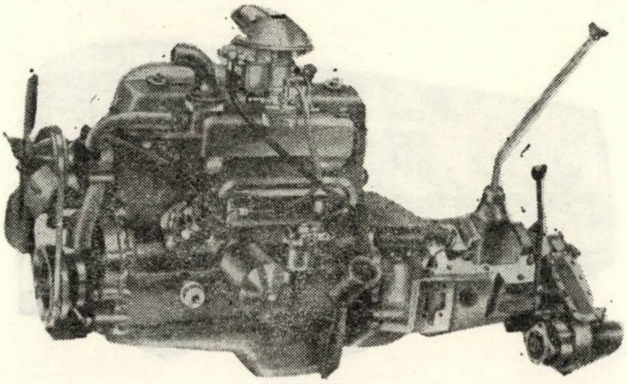


Fig. 16

Parametrii caracteristici pentru cele două motoare sînt indicați în tabela 3, iar în figura 17 sînt reprezentate caracteristicile de turație.

Tabela 3

Caracteristica	Unitatea de măsură	SR—211	M—207
Numărul și dispoziția cilindrilor	—	8—V	4—L
Cilindreea	cm³	5 024	2 512
Raport de comprimare	—	7,2	7,2
Turația la puterea maximă	rot/min	3 600	3 800
Momentul cuplului motor maxim	kgfm	34	17
Turația la momentul cuplului motor maxim	rot/min	1 900—2 000	2 000
Cursa pistonului	mm	85	85
Diametrul cilindrului	mm	97	97
Puterea litrică	CP/l	28	30,5
Greutatea motorului fără cutie de viteze și ambreiaj	kgf	344	230
Greutatea specifică a motorului	kg/CP	2,45	2,98

Unele aspecte ale dezvoltării producției. Cea mai puternică unitate producătoare de autovehicule din Republica Socialistă România este Uzina de autocamioane din Brașov. Această întreprindere produce astăzi autocamioane începînd de la 3 t sarcină utilă, atît în variantă cu tracțiune simplă, cît și cu dublă tracțiune.

De asemenea, această uzină livrează autoșasiurile destinate diverselor suprastructuri pentru fabricile specializate în această direcție, dintre care cele mai importante sînt uzina Automecanica din Mediaș, care echipează aceste autoșasiuri cu diverse dube și cisterne și cu suprastructuri comunale și Uzina mecanică — Mîrșa, care produce autobasculante.

Gradul de integrare al uzinei de autocamioane din Brașov este relativ mare, realizîndu-se în cadrul acestei întreprinderi motorul, cabina, rama șasiului, punțile, ambreiajele, instalațiile de frînare etc. Uzina are turnătorii proprii de fontă și oțel, o forjă și instalații de tratamente termice dotate cu utilaj modern.

În sectoarele de prelucrare sînt de remarcat hala de motoare cu linii automate de transfer de concepție proprie pentru prelucrarea blocului motor (fig. 18) și a chiulasei, un presaj modern, instalații complexe de vopsire și montaj general pe conveier (fig. 19).

Concepția modernă a noilor tipuri de autovehicule și exigențele sporite privind anduranța în exploatare, au impus crearea de secții cu procedee tehnologice noi, care să asigure nivelul calitativ funcțional corespunzător. Astfel s-a creat la uzina de autoturisme Pitești secția de segmenți, după licența germană de renume mondial „Götze'', la uzina Electroprecizia — Săcele, o secție specială pentru echipamentul electric, după licența franceză Ducellier-Jaeger, o secție de carburatoare după licența Weber, la uzina nr. 2 Brașov, o secție specială de amortizoare hidraulice după licența engleză Armstrong — familie de amortizoare, pentru suspensia tuturor autovehiculelor, în special pentru autobuze.

Uzina Autobuzul — București, realizată relativ recent, produce caroserii și montează autobuze, troleibuze și autoutilitare, primind, în general, echipamentele mecanice de la subfurnizori. Și această uzină a fost dotată, în ultimul timp, cu o vopsitorie modernă.

La aceste întreprinderi, principale producătoare de automobile în Republica Socialistă România, se adaugă și noua fabrică de autoturisme din Pitești, în curs de construcție și dotare. Aceasta este proiectată după cele mai moderne concepții tehnologice, cu un grad de integrare similar cu cel al Uzinei de autocamioane din Brașov.

Luînd în considerare aspectele favorabile ale specializării asupra calității produselor și productivității muncii, au fost create în România o serie de întreprinderi specializate în agregate și elemente componente ale automobilelor. Astfel, de exemplu, a fost concentrată fabricația cutiilor de viteze, a pistoanelor și a altor agregate pentru motoare la Uzina de autoturisme Pitești; producția de amortizoare a fost concentrată la uzina Automecanica — Sibiu,

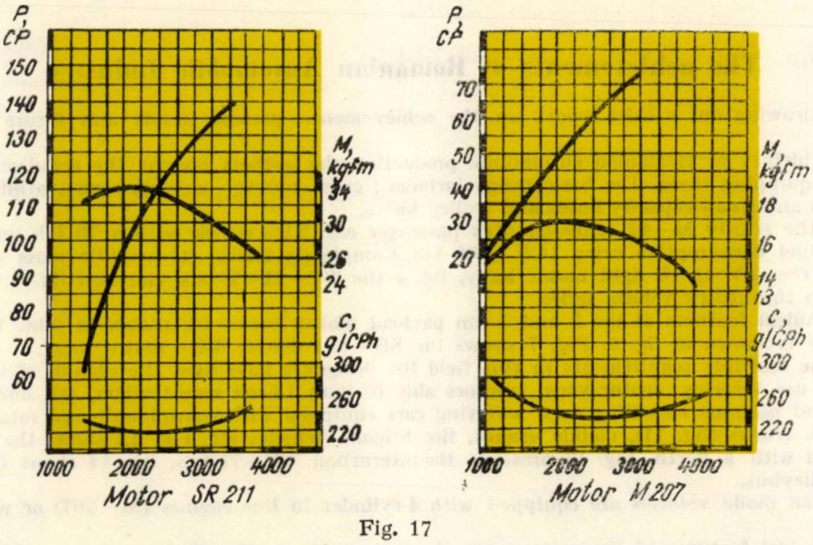


Fig. 17

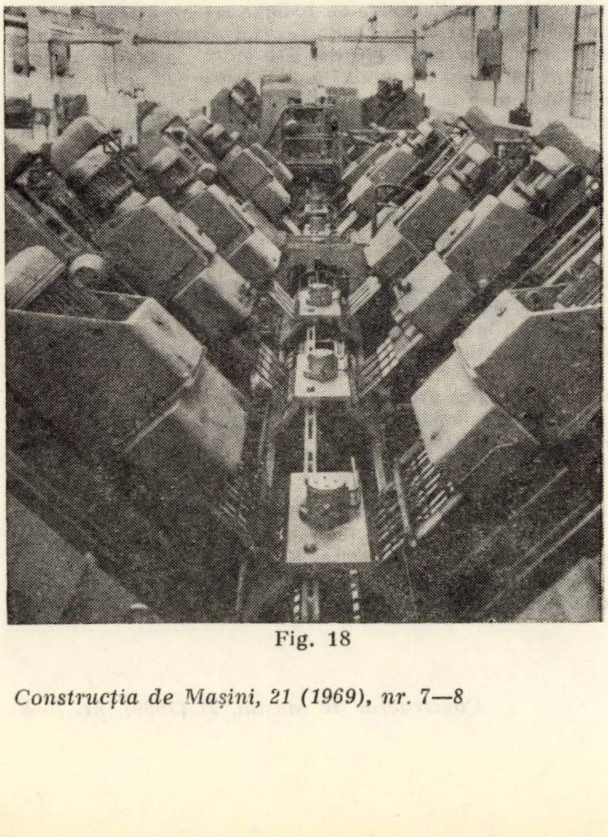


Fig. 18

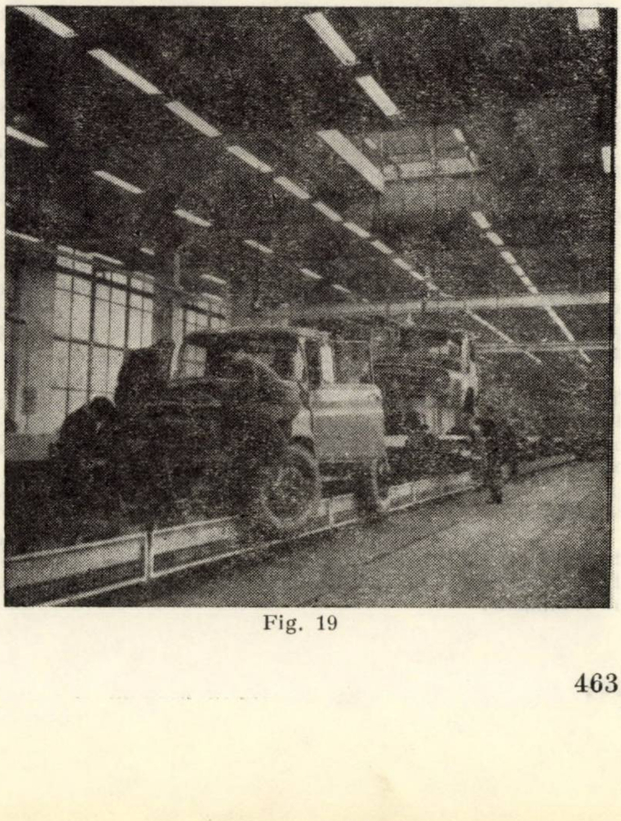


Fig. 19

axele cardanice la Uzina 6 Martie — Tohan şi altele.

Avînd în vedere realizările obţinute pînă în prezent, cum şi planurile de dezvoltare pentru viitor, se poate aprecia că într-un viitor apropiat industria autohtonă constructoare de automobile va satisface în întregime nu numai toate necesităţile interne, dar va permite şi o intensificare substanţială a exportului. În ceea ce priveşte producţia de autovehicule utilitare, autocamioane şi autobuze, România se va număra printre marii producători europeni.

În această dezvoltare, un rol important va reveni şi Institutului de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare înfiinţat în anul 1966 în oraşul Braşov. Dotînd acest institut cu ateliere şi laboratoare proprii şi dispunînd de un colectiv puternic de cercetători şi proiectanţi, se pun bazele unei concepţii proprii în construcţia de automobile şi motoare.

The achievements of Romanian Automobile Industry

The paper is drawing out a brief report on the achievements, present trends and future prospects in Romanian motor vehicle industry.

After a short history of Romanian automobile production the authors present the serial output of motor vehicles, describing the engines equipping them. The basic range includes: cross country passenger cars, utility motor vehicles, 3 and 5-ton motor lorries, high and small capacity buses and trolley buses.

Fig. 2 shows the sturdy M—461 cross-country passenger car. This vehicle with a 70 HP motor, runs at more than 100 km/h, the specific fuel consumption being 14.5 l/100 km. Completely loaded its specific mass amounts to 28.5 kg/HP.

Fig. 3 shows the TV 41—C light motor lorry, fig. 4 the TV—41—F box van and fig. 5 the TV 41—M minibus, all of them belonging to the utility vehicle series.

The main technical features of the 3 and 5-ton payload motor lorries are shown in table 1. The SR 113—N five-ton payload motor lorry is shown in fig. 6. Fig. 7 shows the SR—114 double drive motor lorry.

Considering the multiple requirements in this field the designers have used the chassis of these lorries and devised a wide range of special use vehicles: motor vans, tractors able to haul 13-ton semi-trailers, self dumping lorries (fig. 8 and 9), scavenger lorries and garbage collecting cars, watering cars equipped with snowplough and rotary brush, mobile servicing units (fig. 10), tank trucks (fig. 11), mobile cranes, fire brigade vehicles etc. Fig. 12 shows the 5-ton motor lorry with collapsible cab equipped with a berth. Fig. 13 presents the interurban TV—71 bus, fig. 14 shows the TV—20 city bus and fig. 15 the TV 2 E trolleybus.

These Romanian made vehicles are equipped with 4-cylinder in line engines (M—207) or with 8 cylinder-V-shaped engines (SR—211).

The main technical features of the motors are shown in table 3; fig. 16 presents the M.207 motor; fig. 17 gives the main rotation characteristics.

The authors enumerate the main producing units, describing also some modern fabrication methods.

After pointing out the importance of the motor vehicle industry, one shows the task devolved upon the newly created „Research and Designing Institute for motor vehicles and tractors" which is bound to expand this industry in Romania.

Les réalisations de l'industrie de l'automobile

L'article présente une image sommaire des réalisations et des tendances manifestées dans l'industrie de la construction d'automobiles de Roumanie.

Après un court historique et une présentation de certaines tendances d'avenir, on indique les types d'autovéhicules réalisés dans la fabrication de série actuelle et les moteurs avec lesquels ceux-ci sont équipés. La gamme des produits fondamentaux comprend: des autotourismes de terrain, des autoutilitaires, des poids-lourds de 3 et de 5 tonnes charge utile, des autobus de petite et de grande capacité et des trolleybus. Dans la figure no. 2 on peut voir l'aspect extérieur de l'autotourisme tout-terrain M—461, qui a une forme simple, convenable à sa destination. Cette auto a une vitesse maxima de plus de 100 km/h, une consommation spécifique de combustible de 14,5 l/100 km/h et une masse spécifique, complétement chargé, de 28,5 kg/CP.

Faisant partie de la famille des autoutilitaires, on présente dans la figure no. 3 la camionnette TV.—41C, la fourgonnette TV—41F (fig. 4) et le microbus TV—41N (fig. 5).

Les principales données constructives de l'autocamion de 3 et de 5 tonnes sont représentées dans le tableau no. 1. L'autocamion de 5 tonnes SR—113 N est représenté dans la figure no. 6 et dans la figure no. 7 — l'autocamion à double traction SR—114.

Les chassis de ces autocamions ont été utilisés pour la réalisation d'une large gamme de dérivés spécialisés: autos destinées au transport, autotracteurs à selle pour semiremorques de 13 tonnes, autobasculantes, (fig. 8 et 9), autovidangeuses, autobalayeuses, autoarroseuses à charrue et à brosse, autoateliers mécaniques (fig. 10), autocisternes, autogrues, autovéhicules pour les pompiers et d'autres. Dans la figure no. 12 on voit l'autocamion de 5 tonnes à cabine montée à l'avant, rabattable, dotée d'une couchette.

L'autobus routier TV—71 est représenté dans la figure no. 13; l'autobus urbain, dans la figure no. 14 et dans la figure no. 15 le trolleybus TV 2 E. Les moteurs d'automobiles fabriqués en Roumanie sont des moteurs à allumage par étincelle à 4 cylindres, montés en ligne (M—207) et à 8 cylindres montés en V (5H—211). Les principales données de ces moteurs sont présentées dans le tableau no. 3; dans la figure no. 16, on montre le moteur M—207 et dans la figure no. 17 on indique la caractéristique du nombre de tours.

Ensuite, on indique les principales unités productrices ainsi que quelques procédés modernes utilisés dans la fabrication.

Après avoir fait certaines appréciations générales concernant l'importance du secteur de fabrication des moyens de transport on conclut en mentionnant l'importance qui revient au nouvel Institut de recherches et d'élaboration de projets d'autovéhicules et de tracteurs en vue du développement préconisé de l'industrie d'autovéhicules dans la République Socialiste de Roumanie.

Die Leistungen der Kraftwagenindustrie

Die Verfasser geben einen kurzen Überblick über die Ergebnisse und den gegenwärtigen Trend in der Kraftwagenindustrie Rumäniens. In Abb. 1 wird die Entwicklung der Kraftwagenproduktion in Rumänien veranschaulicht.

Nach einer geschichtlichen Rückblende und der Darlegung der Zukunftstendenzen, werden die zur Zeit in Serienfertigung erstellten Kraftfahrzeuge und deren Antriebsmotoren angeführt. Der Bereich der Grunderzeugnisse umfasst : Geländewagen, Nutzkraftwagen, Lastkraftwagen mit 3 und 5 Tonnen Nutzlast, Klein-und Grossomnibusse und Oberleitungsomnibusse. Abb. 2 zeigt die Aussenansicht des Geländewagens M—461, dessen einfache Form zweckbestimmt ist. Dieser Wagen entwickelt eine Spitzengeschwindigkeit von über 100 km/St bei einem spezifischen Kraftstoffverbrauch von 14,5 l/100 km und einer spezifischen Masse, bei vollständiger Beladung von 28,5 kg/PS.

Aus der Familie der Nutzfahrzeuge zeigt Abb. 3 den Kleinlaster TV—41 C, den Kleintransporter TV—41 F (Abb. 4) und den Kleinbus TV—41 M (Abb. 5).

Die wichtigsten bautechnischen Daten der 3-und 5-Tonne-LKW sind in Tabelle 1 angeführt. Der 5-Tonnen-Laster SR—113 N ist in Abb. 6 gezeigt, während der LKW mit Doppelantrieb SR—114 in Abb. 7 zu sehen ist.

Die Rahmen dieser Lastkraftwagen wurden für den Bau einer grossen Auswahl von Sonderabweichungen verwendet : Lieferwagen, Sattelschlepper für 13-Tonnen-Anhänge, Autoschütter (Abb. 8 und 9), Fäkalienwagen, Müllwagen, Sprengfahrzeuge mit Schneepflug und Kehrbürste, Werkstattwagen (Abb. 10), Kesselwagen (Abb. 11), Kranwagen, Löschfahrzeuge u.a. Abb. 12 zeigt den 5-Tonnen-Lastkraftwagen mit vorgeschobenem, schwenkbarem Fahrerhaus mit Schlafstelle.

Abbildung 13 zeigt den Reisebus TV—71, Abb. 14 den Linienbus TV—20 und Abb. 15 den Oberleitungsbus TV—2 E. Die Antriebsmotoren der Kraftwagen werden in Rumänien gebaut. Es sind Ottomotren mit vier Zylindern in Reihenanordnung (M—207) und mit acht Zylindern in V-Annordung (SR—211). Die Hauptkennzeichen dieser Motoren sind in Tabelle 3 angeführt. Abb. 16 zeigt den Motor M—207 und in Abb. 17 ist die Drehzahlcharakteristik angegegeben.

Fortfahrend werden die wichtigsten Herstellerbetriebe sowie einige der angwandten modernen Fertigungsverfahren angeführt.

Nach einigen allgemeinen Hinweisen auf die Bedeutung des Herstellungssektors der Transportmittel, wird schlussfolgernd die Bedeutung des neuen „Instituts für Forschung und Entwicklung von Kraftwagen und Traktoren'' im Hinblick auf die vorgesehene Entwicklung der Kraftwagenindustrie in der Sozialistischen Republik Rumänien unterstrichen.

Достижения автомобильной промышленности

Приводится краткий обзор достижений и стремлений, отмечаемых в автомобильной промышленности Руммынии. На рис. 1 представлено развитие румынского автомобильного производства.

После краткого исторического очерка и изложения дальнейших тенденций, показаны различные типы автомашин, выпускаемых в настоящее время в серийном производстве и двигателей, которыми они оснащены. Ассортимент основных изделий содержит: пассажирские автомобили, автокары, грузовые автомашины в 3 и 5 тонн полезной нагрузки, автобусы большой и малой вместимости и троллейбусы. На рис. 2 показан внешний вид пассажирского автомобиля М—461 простой формы, в соответствии с его назначением. Максимальная скорость этого автомобиля свыше 100 км/час, удельный расход топлива 14,5 1/100 мм и удельная масса при полной нагрузке 28,5 кг/л.с.

Из семьи обслуживающих автомашин, на рис. 3 показан легкий грузовой автомобиль TV—41 C, автофургон TV. 41 Ф (рис. 4) и микробус TV. 41 M (рис. 5).

Основные конструктивные данные грузовых автомобилей в 3 и 5 тонн показаны на рис. I. Грузовая автомашина в 5 тонн, SR—113 и показана на рис. 6, а на рис. 7 грузовая автомашина двойной тяги SR—114.

Шасси этих грузовых автомобилей были использованы для осуществления широкой гаммы специализированных автомашин: автофургоны, автотягачи с полуприцепом в 13 тонн, автосамосвалы (рис. 8 и 9), автоканалоочистители, мусорные автомашины, плуговые и щеточные автополивалки, механические автомастерские (рис. 10), автоцистерны (рис. 11), автокраны, автомашины для пожарников и прочие. На рис. 12 показаны автомашины в 5 тонн с продвинутой вперед кабиной, предусмотренной кушеткой.

Рис . 13 иллюстрирует дорожный автобус TV—71, рис. 14 городской автобус TV—20, а рис. 15 троллей бус TV—2 E. Автомобильные двигатели, выпускаемые в Румынии, это четырехциллиндровые двигатели с искровым зажиганием и линейным расположением цилиндров (М—207) и восьмицилиндровые V—образные (SR—211). Основные данные этих двигателей приведены в таблице 3; на рис. 16 показан двигатель М—207, а на рис. 17 приведена характеристика вращения.

В продолжение указаны главные производящие предприятия и применяемые современные способы производства.

После общей оценки значения сектора по производству транспортных средств, в заключение отмечаются перспективные задачи нового Исследовательского и проектного института для машино-тракторного производства в целях развития румынской автомашинной промышленности.

UZINA AUTOMECANICA MEDIAȘ

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ VEHICULE RUTIERE SPECIALE:

AUTOCOMUNALE:

- autostropitoare cu plug și perie
- autogunoieră cu benă și dispozitiv pentru încărcat pubele
- autovidanjoare

AUTOCISTERNE:

- autocisternă pentru transportat lapte
- autocisternă pentru transportat combustibili și lubrifianți

FURGOANE AUTO:

- furgon pentru transportat pîine
- furgon izoterm
- furgon frigorific

SEMIREMORCI SPECIALE:

- semiremorcă izotermă
- semiremorcă frigorifică
- semiremorcă pentru transportat mobilă
- semiremorcă pentru transportat confecții
- semiremorcă pentru transportat combustibil

629.114.2(498)

TRACTOARE ROMANEȘTI

Ing. Dan CLAPONI
Ing. Günter SCHENKER
Institutul de cercetare și proiectare pentru autovehicule și tractoare — Brașov

Dezvoltarea rapidă a industriei constructoare de mașini din România a creat posibilitatea de a se construi tractoare necesare diferitelor domenii ale economiei naționale.

S-au realizat tractoare din ce în ce mai perfecționate, care au satisfăcut și satisfac cerințele impuse de mecanizarea complexă a agriculturii, de mecanizarea lucrărilor de construcții, devenind în același timp un produs frecvent cerut pentru export.

Primul tractor românesc IAR—22 a fost fabricat la fosta fabrică de avioane din Brașov, la 26 dec. 1947. Acesta era un tractor cu roți metalice, avînd un motor de 40 CP cu un consum de 250 g/CPh și o viteză maximă de 19,5 km/h. Acestuia i-a urmat IAR—23, care a reprezentat o formă îmbunătățită a primului tractor, avînd o forță de tracțiune mai mare, roți cu pneuri etc.

Între anii 1951 și 1957 se fabrică, sub licență sovietică, tractorul KD—35 pe șenile, avînd un motor de 37 CP și un consum de 220 g/CPh.

Deoarece tractoarele pe șenile au o utilizare mai restrînsă în domeniul lucrărilor agricole și un cost de fabricație ridicat, s-a trecut în 1955 la fabricarea, în paralel, a tractorului pe roți cu anvelope de cauciuc, UTOS—2, tot după licență sovietică.

Acest tractor reprezintă un progres față de cele fabricate anterior, mai ales datorită echipării sale cu ridicător hidraulic ce permitea utilizarea mașinilor agricole purtate.

Cerințele mereu crescînde pentru mecanizarea agriculturii au dus la necesitatea de a crea tractoare cu un domeniu de utilizare mai larg, capabile să lucreze cu combine de recoltare. Ca urmare acestui fapt, în 1956, la uzina Tractorul s-au pus bazele unui nucleu de concepție proprie pentru crearea de tractoare românești capabile să rezolve problemele puse de dezvoltarea agriculturii noastre și de necesitățile de export.

În 1957 se începe fabricația tractorului UTOS—26, avînd un motor cu putere mărită la 45 CP și un consum specific de 210 g/CPh, cutia de viteze cu 10 trepte — viteză maximă 22 km/h — instalația hidraulică și priza de putere semiindependentă. Acestuia i-au urmat tipurile UTOS—27, UTOS—29, U—450 și U—500 (fig. 1), care se fabrică și în prezent pentru satisfacerea unor cereri la export.

Mergînd pe linia modernizării construcției de tractoare pentru o dotare tehnică corespunzătoare a agriculturii, s-a impus construirea unor tractoare mai puternice, mai economice și cu viteze de lucru mai mari.

În urma analizei comparative a produselor similare din străinătate, în vederea alegerii soluțiilor constructive la nivelul tehnicii mondiale, a fost realizat tractorul U—650.

Acest tractor original, proiectat în întregime la uzina Tractorul, a intrat în fabricația de serie în anul 1963. Este un tractor universal pe roți cu pneuri, echipat cu un motor diesel în patru timpi cu injecție directă (tot de concepție proprie), avînd o putere de 65 CP la 1800 rot/min, cu un consum specific de combustibil de 190 g/CPh.

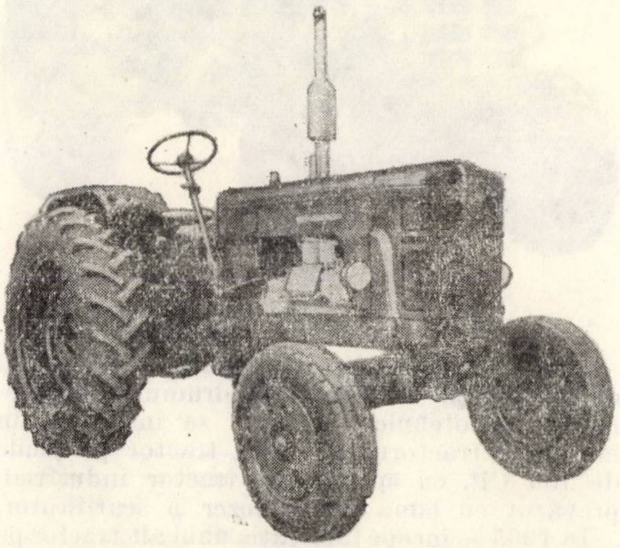


Fig. 1

Cutia de viteze asigură 10 viteze înainte și două înapoi, cuprinse între 2,5 și 2,7 km/h.

Pentru învingerea rezistențelor suplimentare apărute în timpul lucrului, fără schimbarea treptei transmisiei, tractorul este prevăzut cu un amplificator de cuplu.

Sistemul de direcție este prevăzut cu un servomecanism hidraulic pentru ușurarea muncii tractoristului, servomecanism plasat pe traversa frontală a tractorului.

Priza de putere sincronă și independentă, precum și instalația hidraulică cu multiplele posibilități de acționare a mașinilor agricole permit acestui tractor să execute lucrări dintre cele mai variate.

Pentru acea etapă de dezvoltare a construcției de tractoare pe plan mondial, tractorul U—650 a reprezentat o realizare de valoare, fapt confirmat de rezultatele omologărilor din străinătate în scopul contractărilor cu beneficiarii străini. Se pot aminti rezultatele obţinute la Institutul Antony din Franţa, la ediţia Jubiliară a Tîrgului de Primăvară de la Leipzig, sau la licitaţia din 1965, care a avut loc în Siria. O variantă a acestui tractor cu patru roţi motoare este U—651, prezentat în figura 2.

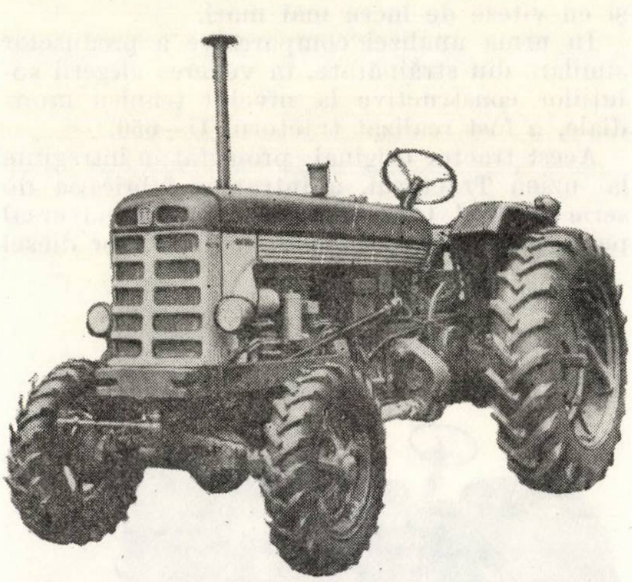


Fig. 2

Pentru satisfacerea necesităţilor sectorului de construcţii, construcţii de drumuri sau amenajări hidrotehnice, în 1963 se introduce în fabricaţie tractorul S—1300, tractor pe şenile de 130 CP, cu specific de tractor industrial, prevăzut cu lamă de buldozer şi scarificator.

În 1965 se începe fabricaţia unui alt tractor pe şenile, echipat cu motorul tractorului U—650 anume tractorul S—650, necesar mecanizării lucrărilor grele în agricultură care reclamă forţe de tracţiune mari, precum şi pentru mecanizarea lucrărilor de construcţii, sector în plină dezvoltare în aceşti ani.

Pe baza acestui tractor s-a proiectat şi executat prototipul unui tractor specific industrial cu încărcător frontal, avînd o cupă de 0,8 m^3, tractor ce a primit denumirea de S—651 IF, acesta fiind cel mai recent produs al uzinei Tractorul — Braşov.

Pentru acoperirea întregului domeniu de lucrări din agricultură şi pentru extinderea mecanizării în toate sectoarele agricole, s-a trecut în anul 1967 la asimilarea unei familii complete de tractoare de 40 CP, familie formată din patru tipuri de tractoare pe roţi şi trei pe şenile.

Aceste tractoare realizează performanţe la un nivel tehnic similar cu al celor mai mari firme producătoare din lume. Diversificarea pe baza unor tipuri de bază, cu un grad mare de unificare, este o caracteristică a construcţiei de tractoare pe plan mondial. Aceasta este tendinţa care călăuzeşte în viitor realizarea noilor tipuri de tractoare ce vor avea menirea să întregească marea familie a produselor româneşti create pentru satisfacerea tuturor cerinţelor dezvoltării agriculturii şi construcţiilor din ţara noastră, precum şi pentru satisfacerea cererilor mereu crescînde de export.

În afară de tractoarele destinate agriculturii, de care s-a ocupat în special uzina Tractorul — Braşov, pentru acoperirea necesarului de maşini speciale şi în alte sectoare de activitate, trebuie amintit că s-au mai executat şi alte tipuri de tractoare, de către alte unităţi din ţară, în număr redus însă, dar care reprezintă realizări valoroase care au sporit productivităţile din domenii diferite de activitate.

De exemplu, pentru exploatarea stufului din Delta Dunării au fost realizate mai multe tipuri de tractoare speciale, tractoare cu mare capacitate de trecere prin terenurile foarte variate ale deltei, unde nici un alt tip de tractor nu poate intra.

De asemenea, pentru mecanizarea exploatărilor forestiere s-au creat tractoare speciale cu mare capacitate de trecere. Ultima realizare în acest domeniu este tractorul TAF—650, cu şasiu articulat, tractor de concepţie originală a Institutului naţional de cercetări forestiere şi care este în curs de omologare.

Pentru a caracteriza dezvoltarea tinerei noastre industrii de tractoare, născută în 1947 prin construirea primului tractor IAR—22, se vor analiza cîţiva parametri caractristici ai acestor construcţii şi evoluţia respectivă în cei 21 ani de activitate, precum şi cîteva cifre semnificative ce vor evidenţia uriaşul progres tehnic realizat într-un timp relativ scurt.

În figura 3 s-a reprezentat variaţia masei specifice a tractoarelor fabricate în ţară începînd cu anul 1947 şi pînă în prezent.

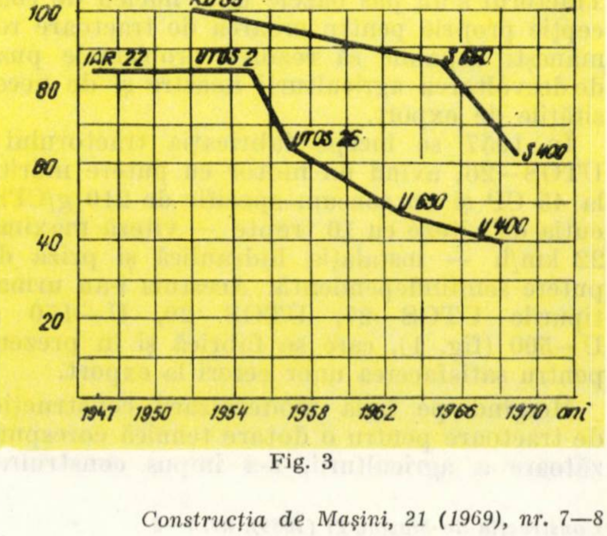


Fig. 3

Greutatea specifică, adică greutatea tractorului raportată la puterea respectivă, exprimă gradul de compactitate a construcţiei, utilizarea raţională a metalelor, perfecţionare şi progres în domeniul respectiv. Se observă că aceasta a variat la tractoarele pe roţi de la 85 kgf/CP, cît avea tractorul IAR—22, la 40,5 kgf/CP, cît realizează tractorul U—400. Această scădere corespunde cu scăderea medie realizată pe plan mondial, performanţa de 40,5 reprezentînd una dintre cele mai bune realizări corespunzătoare celor mai mari firme producătoare din lume la ora actuală.

La tractoarele pe şenile există aceeaşi scădere, şi anume de la 100 kgf/CP (KD—35), la 62 kgf/CP (S—400). Se observă saltul mare de la tractorul S—650 la tractorul S—400, care demonstrează şi aici performanţa deosebit de valoroasă obţinută de acest tractor, performanţă ce reprezintă un minim de consum de metal faţă de media mondială.

În figura 4 este reprezentată variaţia consumului specific de combustibil la tractoarele fabricate în ţara noastră. Este evidentă scăderea continuă a acestui consum, dovadă a studierii aprofundate a proceselor din motor, adoptarea procedeelor moderne de injecţie, perfecţionarea aparaturii de injecţie, precum şi perfecţionarea tehnologiei de fabricaţie a motoarelor. Şi aici se poate spune că realizările industriei noastre de tractoare sînt la nivelul mondial al parametrului respectiv.

Rapida dezvoltare a industriei noastre de tractoare este oglindită de dinamica producţiei globale între anii 1948 şi 1968, după cum se vede în figura 5, înregistrîndu-se de-a lungul a 20 ani o creştere a producţiei globale de 9 400 ori faţă de producţia anului 1948.

De asemenea, în aceşti ani exportul de tractoare a crescut mereu ajungîndu-se ca în 1968 să se exporte de 10 200 ori mai multe tractoare fizice, faţă de anul 1958, primul an în care tractoarele noastre au trecut graniţa ţării.

Această evoluţie a exportului este redată în figura 6.'

În aceşti ani, tractoarele noastre au fost exportate în peste 54 ţări, dintre care unele cu veche tradiţie industrială.

Pentru a întregi imaginea producţiei noastre de tractoare se prezintă în continuare ultimele produse ale uzinei de Tractoare — Braşov.

Familia de tractoare de 40 CP, aşa cum s-a arătat anterior, se compune din patru tractoare pe roţi şi trei pe şenile, avînd toate acelaşi motor D—115, cu trei cilindri, injecţie directă şi un consum specific de combustibil de 180 g/CPh.

Tractorul pe roţi U—400 este tipul de bază pentru tractoarele pe roţi care s-a diversificat în alte trei tipuri specializate pentru cîte un

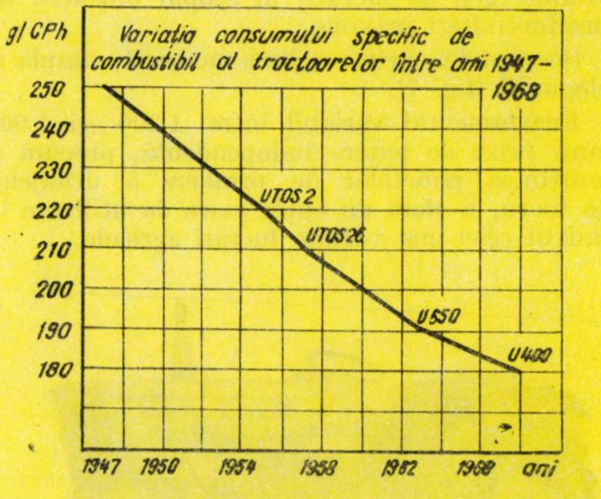


Fig. 4

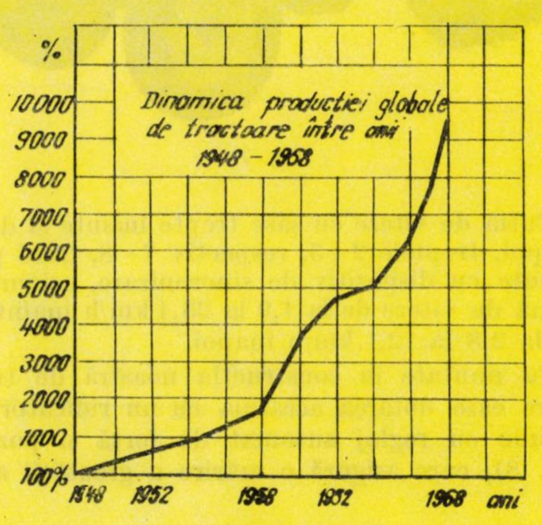


Fig. 5

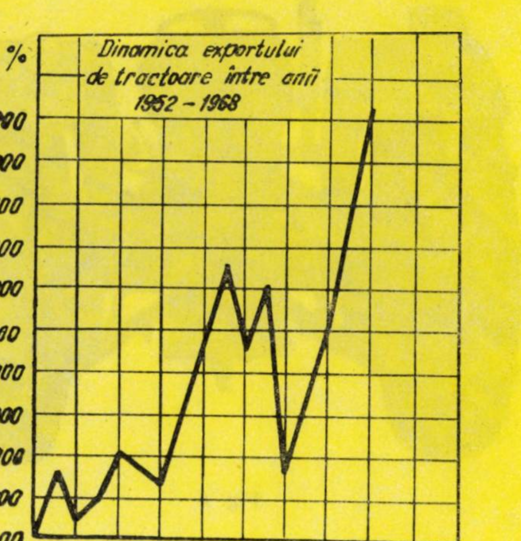


Fig. 6

anumit gen de lucrări, în scopul obţinerii de productivităţi maxime.

Se remarcă printr-o linie modernă, simplă şi elegantă (fig. 7).

Ecartamentul variabil între 1 200 şi 1 900 mm, priza de putere independentă, precum şi mulţimea punctelor de prindere a utilajelor de lucru, îi oferă un cîmp mare de utilizare în cadrul celei mai variate lucrări agricole.

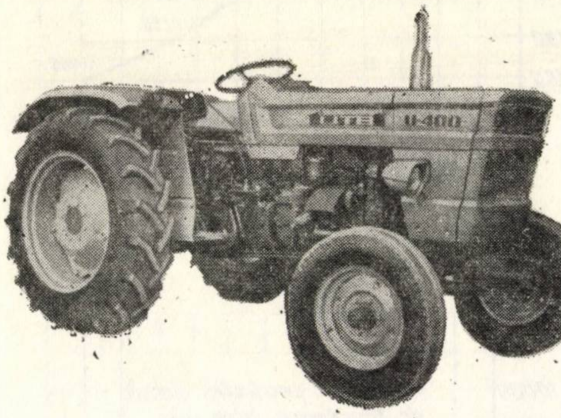


Fig. 7

Cutia de viteze cu şase trepte înainte şi două înapoi, treptele 2—3, respectiv 7—8, fiind prevăzute cu dispozitiv de sincronizare, asigură o gamă de viteze de la 1,9 la 23,4 km/h înainte şi de la 2,8 la 12,1 km/h înapoi.

Ca noutate în construcţia noastră de tractoare este dotarea acestuia cu un ridicător hidraulic cu reglaj automat de forţă şi poziţie (fig. 8), care asigură o mărire a greutăţii aderente prin transferarea parţială a greutăţii uneltei pe axa din spate a tractorului, precum şi o adîncime uniformă de lucru.

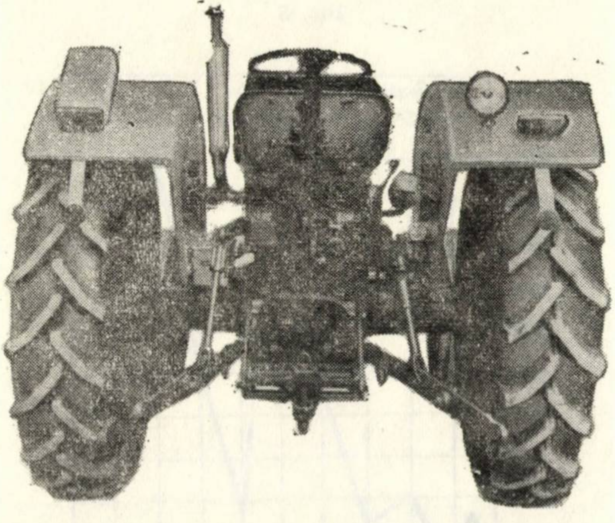


Fig. 8

De asemenea, o noutate mult aşteptată în construcţia de tractoare din ţara noastră este dotarea cu un dispozitiv special de pornire a motorului la temperaturi scăzute pînă la —17°C.

Confortul mărit este asigurat prin uşoara accesibilitate la postul de conducere, scaun cu suspensie cu paralelogram şi posibilitatea de reglare a poziţiei respective, conducere precisă cu un volan de dimensiuni adecvate şi bine plasat, aparatură de bord bine vizibilă şi precisă, amortizor de zgomot eficient pe galeria de evacuare.

Tractorul viticol pe roţi, V—400, este caracterizat prin ecartamentul micşorat pentru a-i permite trecerea uşoară printre rîndurile de butuci de viţă de vie.

Tractorul legumicol pe roţi, L—400, este caracterizat printr-o gardă la sol mărită pentru a-i permite trecerea peste culturile de legume fără a le distruge, iar cutia de viteze asigură o viteză minimă de 0,7 km/h.

Tractorul U—401, cu patru roţi motoare, este destinat lucrărilor în terenurile cu pante mai mari, în soluri cu portanţă scăzută, sau pentru lucrările din livezi cu teren accidentat.

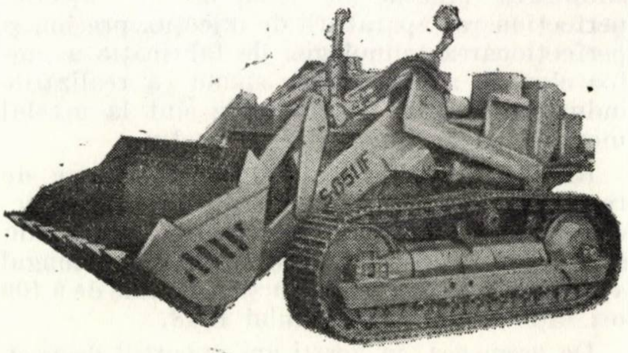


Fig. 9

Tractorul S—400 a stat la baza diversificării tractoarelor pe şenile. Şi acest tip prezintă performanţe dintre cele mai ridicate pe plan mondial, are o bună vizibilitate, confort sporit al postului de conducere şi o formă modernă, asemănătoare cu a tractoarelor pe roţi din aceeaşi familie.

Tractorul S—400 prezintă o mare stabilitate longitudinală şi transversală putînd lucra pe pante pînă la 60%, asigurînd în acelaşi timp o gardă la sol suficient de mare.

Cutia de viteze cu şase trepte înainte şi două înapoi asigură vitezele necesare, de la 1,6 la 10,4 km/h înainte şi de la 3,1 la 5,7 km/h înapoi.

Ridicătorul hidraulic este de tipul cu control automat de poziţie, asigurînd şi poziţia flotant.

Tractorul SV—400 viticol pe şenile are şenila mai îngustă şi ecartamentul micşorat.

Tractorul SM—400 are şenila mai lată şi ecartamentul mărit, făcîndu-l apt să lucreze pe pante mari pînă la 75%.

Tractorul S—651 IF este un tractor industrial, cu încărcător frontal derivat din tractorul S—650 pe şenile (fig. 9), realizînd următoarele performanţe :

capacitatea cupei	0,80 m³;
lăţimea de lucru	1 960 mm;
adîncimea maximă de săpare	195 mm;
unghiul de săpare	11°;
greutatea cu încărcător . .	9.900 kgf;
presiunea specifică pe sol .	0 573—0,670 kgf/cm².

Ca particularităţi constructive se amintesc : suspensie rigidă, cărucioare solidarizate cu şasiul printr-o traversă portantă ; căruciorul şenilei cu şase role de reazem şi una susţinere ; mecanism hidraulic pentru întinderea şenilei.

Instalaţia hidraulică are trei perechi de cilindri de forţă de Ø 130 şi Ø 100 mm, un distribuitor cu trei secţiuni, acţionat de două manete, una dintre ele acţionînd două secţiuni, o pompă hidraulică cu roţi dinţate ce asigură un debit de 150 l/min la 60 kgf/cm².

În ultimul timp, produsele industriei constructoare de tractoare au fost confruntate cu realizări similare pe diverse pieţe mondiale şi s-a văzut că este necesar a se ţine cu orice preţ pasul cu dezvoltarea generală a acestei ramuri a tehnicii, pentru a se face faţă cerinţelor tot mai exigente ale beneficiarilor externi. De altfel, nici pe plan naţional situaţia nu este cu mult mai uşoară, impunîndu-se mecanizarea unor sectoare de activitate cu condiţii de lucru foarte diferite şi grele, fapt pentru care în faţa constructorilor se pun probleme numeroase ce trebuie să fie rezolvate în termen foarte scurt.

Pentru ca producţia noastră de tractoare să fie menţinută la nivelul corespunzător atins pe plan mondial, a fost înfiinţat Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare — Braşov (I.C.P.A.T.), cu un potenţial de cercetare şi proiectare mare, capabil să rezolve în termene scurte problemele vitale ale industriei constructoare de tractoare.

Va trebui ca pe baza unor studii şi cercetări ample să stabilească tipul de tractor necesar a se asimila în fabricaţie pentru o perioadă dată, precum şi modificările necesare tractoarelor din producţia actuală de serie pentru a le ridica la nivelul cerinţelor. Pe plan mondial există tendinţa creării de familii de tractoare prin diversificarea unor tipuri de bază, utilizînd motoare ale unor familii create pe aceleaşi principii.

În acelaşi mod, trebuie să se dezvolte şi producţia noastră de tractoare şi, pentru aceasta, tipurile de bază au şi fost create. I.C.P.A.T. a început lucrul la familia de motoare prin execuţia motorului de 130 CP în linie, care apoi se va diversifica în motor cu şase cilindri în V şi motor cu trei cilindri în linie.

Pe baza motorului de 130 CP în linie s-a executat, de asemenea, un tractor agricol de 100...120 CP, cu patru roţi motoare, care se va diversifica în tractoare industriale cu încărcător frontal, cu şasiu articulat sau cu lamă de buldozer, necesare dezvoltării ramurii de construcţii a economiei naţionale.

Aceste produse se caracterizează prin performanţe ridicate corespunzătoare nivelului mondial din anii cînd vor intra în fabricaţie.

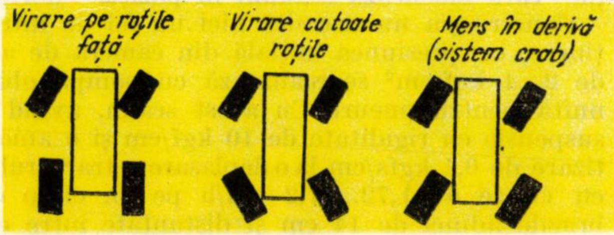


Fig. 10

Astfel, motorul de tractor de şase cilindri în linie, de 140 CP, va realiza o putere litrică de 20 CP/1, performanţă scontată a se atinge în anii viitori la motoare de acest gen.

Tractorul agricol de 100...120 CP este construit pe baze moderne, cu multe soluţii originale, putîndu-se situa la nivelul produselor similare ale altor firme.

Acesta are patru roţi motoare egale, iar sistemul de direcţie poate funcţiona în trei situaţii (fig. 10), şi anume : viraj normal, viraj cu toate roţile, translaţie laterală (sistem crab), comanda fiind hidraulică.

Cutia de viteze reprezintă, de asemenea, o noutate, fiind de tipul cu schimbarea vitezelor sub sarcină, excluzînd necesitatea ambreierilor şi debreierilor repetate în timpul lucrului, fapt care are o influenţă pozitivă asupra productivităţii tractorului.

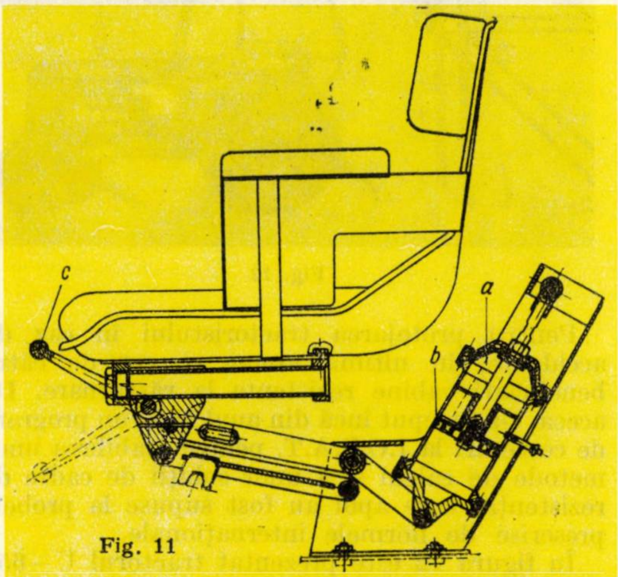


Fig. 11

Sistemul de frînare eficient şi instalaţia electrică completă executată conform normelor internaţionale îi asigură o siguranţă deosebită în exploatare.

Pentru dotarea acestui tractor, precum şi pentru alte tractoare, s-a realizat la I.C.P.A.T. un scaun cu suspensie pneumatică (fig. 11), la care elementul elastic este format de o cameră de aer.

Construcţia se remarcă prin compactitate, deoarece camera de aer „a” şi amortizorul „b” fac corp comun, iar reglajul poziţiei longitudinale şi transversale, se execută din maneta „c” care blochează scaunul în poziţia dorită. Construcţia nu necesită nici un fel de întreţinere, iar presiunea iniţială din camera de aer de 2...4 kgf/cm² se realizează cu pompa obişnuită pentru pneuri. Cu acest scaun, avînd o suspensie cu rigiditate de 10 kgf/cm şi o amortizare de 0,1 kgfs/cm la o deplasare a tractorului cu viteze de 1,72...17,2 km/h pe un cîmp cu brazde adînci de 14 cm şi distanţate între ele cu 30 cm, corespunzînd unei frecvenţe de 10...100 Hz, se realizează acceleraţii cuprinse între 53 şi 75 cm/s². Aceste valori sînt inferioare valorilor corespunzătoare limitei de perceptibilitate pentru frecvenţele menţionate, valori care sînt de 87...265 cm/s².

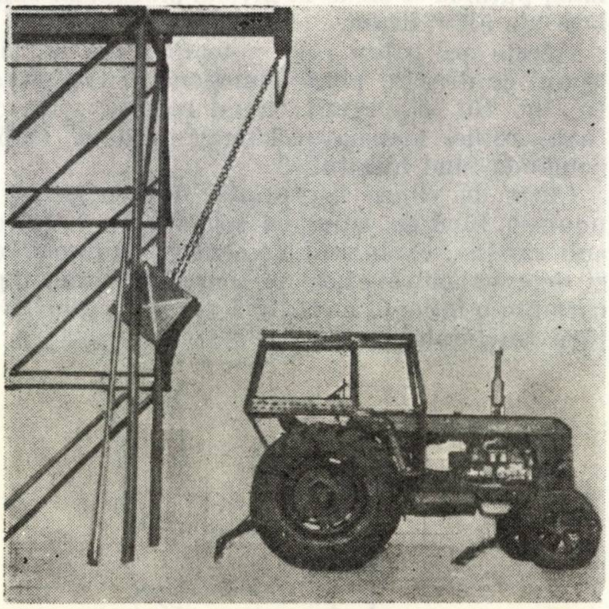


Fig. 12

Pentru protejarea tractoristului în caz de accidente, în ultima vreme se cer de către beneficiari cabine rezistente la răsturnare. De aceea, s-a început încă din anul 1967 un program de cercetări la I.C.P.A.T. pentru stabilirea unor metode de calcul şi a unor soluţii de cadre de rezistenţă, care apoi au fost supuse la probele prescrise de normele internaţionale.

În figura 12 este prezentat tractorul U—650 echipat cu cadrul unei viitoare cabine care se încearcă pe standul de încercări cabine.

În urma acestor studii s-a reuşit a se echipa tractorul U—650 cu o cabină de rezistenţă şi protecţie ca în figura 13, fapt ce a atras după sine contractarea unei cantităţi însemnate de tractoare la export.

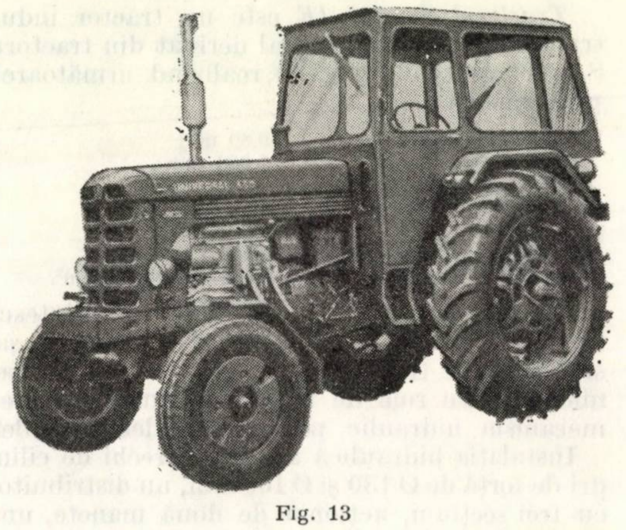


Fig. 13

Întrucît tractoarele S—650 lucrează mare parte din timp în condiţii atmosferice nefavorabile (ploaie, ger, vînt etc.), este necesar a fi dotate cu cabine de protecţie microclimatizată. În acest scop I.C.P.A.T. a realizat modelul funcţional al unei astfel de cabine, cum se vede în figura 14, care va intra în serie în acest an.

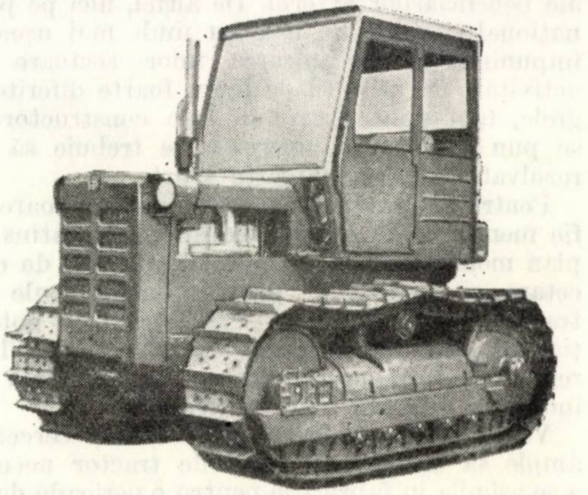


Fig. 14

Din prezentarea făcută rezultă rapida dezvoltare a industriei constructoare de tractoare din ţara noastră, problemele ce se pun în actualul stadiu de dezvoltare a acestei ramuri, reieşind necesitatea de a dezvolta şi în continuare această industrie, pe baze ştiinţifice, ţinînd seama de progresele realizate de alte firme străine, precum şi de cererile pieţei mondiale.

BIBLIOGRAFIE

[1] Notiţele tehnice ale tractoarelor: U-650, S-650, U-450, S-1300, U-400 şi S-400.
[2] Studiul nivelului actual şi de perspectivă în domeniu construcţiei de tractoare I.C.P.A.T. — 1967.
[3] Situaţii statistice ale uzinei Tractorul — Braşov.
[4] Caietul de sarcini al tractorului S-651 IF.

DC 629·114.2(498)

Romanian tractors

The paper is presenting the rapid development of Romanian tractor industry. Romanian producers are eager to achieve tractors able to meet the needs of most of the sectors of the domestic economy.

Fig. 1 presents the universal U—500 tractor, fig. 2 the four-wheel drive U—651 tractor.

Fig. 3 shows the fabrication curve of tractors put out in Romania as from 1947 up to date, fig. 4 illustrates the variation of specific fuel consumption.

Several diagrams mirror the dynamics of tractor output (fig. 5), the export dynamics (fig. 6) and the evolution of parameters which show the quality of Romanian-made tractors.

Analyzing the world trends in this domain one draws conclusions regarding the further development and prospects of Romanian tractor industry.

The last part is devoted to a minute description of the achievements of the „Tractorul" Works — Braşov. Fig. 7 presents the wheel-mounted U—400 tractor from which have evolved three other specialized types of tractors. Fig. 8 shows the adjustable gauge (1,200—1,900 mm) tractor equipped with independent power take-off, numerous working implements grips, 6 forward speeds (between 1.9—23.4 km/h) and 2 reverse speeds (between 2.8 — 12.1 km/h) and hydraulic automatically adjusted hoisting installation.

Fig. 9 presents the S—651 frontal charger tractor designed for industrial purposes.

The paper further presents the activity of the „Motor vehicle and Tractor Research and Design Institute" (Braşov) whose concern is to keep Romanian production on a par with world output.

Some of the achievements of the institute are shown here, such as the 100 HP tractor (fig. 10), the hydropneumatically suspended seat (fig. 11) and the cabs bound to resist up-setting, that are to equip the serially fabricated tractors (fig. 12, 13 and 14).

CD 629.114.2(498)

Tracteurs fabriqués en Roumanie

On présente le développement de l'industrie roumaine de tracteurs ainsi que les réalisations les plus importantes, qui expriment le progrès rapide de ce domaine industriel, et l'on met en évidence les préoccupations des constructeurs de tracteurs de Roumanie en vue de réaliser des tracteurs qui puissent satisfaire des secteurs de plus en plus nombreux de l'économie nationale.

Dans la figure no. 1 on présente le tracteur universel U—500 et dans la figure no. 2 le tracteur à quatre roues motrices U—651.

La figure no. 3 représente la variation de la masse spécifique des tracteurs fabriqués dans la République Socialiste de Roumanie, depuis 1947 et jusqu'à présent et dans la figure no. 4 on indique la variation de la consommation spécifique de combustible des tracteurs fabriqués dans notre pays.

Dans quelques diagrammes on présente la dynamique de la production de tracteurs (fig. no. 5), la dynamique de l'exportation (fig. no. 6) et l'évolution des paramètres qui expriment la qualité des constructions réalisées.

En analysant les principales tendances qui se manifestant sur le plan mondial, on tire certaines conclusions concernant le mode suivant lequel doit se développer dorénavant notre industrie de construction de tracteurs.

A la fin de l'ouvrage, on décrit plus amplement les dernières réalisations de l'usine „Tractorul" — Braşov. Ainsi, dans la figure no. 7, on présente le tracteur sur roues U—400, qui est le type fondamental pour les tracteurs sur roues, qui a été diversifié en trois types pour des genres spéclaux de travaux. Ce tracteur a un écartement variable (1200—1900 mm), une prise de force indépendante, de nombreux points de couplage pour les outillages de travaux, une boîte de vitesse à six échelons pour avance et deux pour marche-arrière, la vitesse d'avancement étant de 1,9—23,4 km/h et la vitesse de la marche-arrière de 2,8—12,1 km/h; le tracteur est pourvu d'un élévateur hydraulique à réglage automatique pour la force et pour la position (fig. no. 8).

Dans la figure no. 9, on présente le tracteur industriel (S—651 IE) à chargeur frontal. On présente, de même, les réalisations de l'Institut de recherches et d'élaboration des projets pour autovéhicules et tracteurs — Braşov, créé dans le but d'exécuter certains travaux de recherche et d'élaboration de projets destinés à maintenir la production roumaine de tracteurs au niveau atteint sur le plan mondial.

On remarque, parmi ces travaux, la réalisation du tracteur de 100 CP (figure no. 10), le siège à suspension hydropneumatique (fig. no. 11) et les cabines résistantes au renversement, avec lesquelles seront équipés les tracteurs de la fabrication de série (fig. no. 12, 13 et 14).

DK 629.114.2(489)

Rumänische Traktoren

Die Verfasser geben einen Überblick über die Entwicklung der rumänischen Traktorenindustrie und deren bedeutendsten Leistungen. In diesem Sinne werden die Bemühungen der Traktorenbauer in Rumänien um die Erzeugung von Schleppern unterstrichen, die den Erfordernissen einer immer grösseren Anzahl von Sparten der Volkswirtschaft entsprechen.

In Abb. 1 wird der Universalschlepper U—500 und in Abb. 2 der Schlepper U—651 mit Allradantrieb gezeigt.

Abb. 3 veranschaulicht die Veränderung der spezifischen Masse, der in der Sozialstischen Republik Rumänien seit 1947 bis heute gebauten Traktoren, während Abb. 4 die Änderungen im spezifischen Treibstoffverbrauch der in Rumänien hergestellten Traktoren veranschaulicht.

In einigen Diagrammen wird die Dynamik der Traktorenproduktion (Abb. 5), die Dynamik des Exports (Abb. 6) und die Entwicklung der Parameter wiederspiegelt, die die Güte der betreffenden Maschinen zum Ausdruck bringen.

Fortfahrend werden die Haupttendenzen auf Weltebene analysiert und Schlussfolgerungen in Bezug auf die Weiterentwicklung unserer Traktorenindustrie gezogen.

Abschliessend werden eingehend die neuesten Leistungen des „Tractorul" — Werks in Braşov beschrieben. So zeigt Abb. 7 den Radschlepper U—400, das Grundmodell der Radschlepper, von dem weitere drei Baumuster für bestimmte Eisatzgebiete abgeleitet wurden. Der Traktor besitzt eine verstellbare Spurweite (1200—1900 mm), eine unabhängige Zapfwelle, zahlreiche Befestigungspunkte für die Arbeitsgeräte, einen Getriebekasten für sechs Vorwärts — und zwei Rückwärtsgänge mit einem Geschwindigkeitsbereich von 1,9—23,4 km/h im Vorwärtsgang und 2,8—12,1 km/h im Rückwärtsgang, hydraulische Hebevorrichtung und automatische Kraft-und Stellungsreglung (Abb. 8).

Abb. 9 veranschaulicht den Industrieschlepper S—651 IE mit Stirnladevorrichtung.

Der Artikel behandelt auch die Errungenschaften des Forschungs-und Entwicklungsinstituts für Kraftwagen und Traktoren in Braşov, das mit dem Zweck gegründet wurde, durch Forschung und Entwicklung dazu beizutragen, dass die rumänische Traktorenproduktion das auf Weltebene erreichte Niveau beibehält.

Von den hier erzielten Ergebnissen sind der 100PS — Schlepper (Abb. 10), der Fahrersitz mit hydropneumatischer Aufhängung (Abb. 11) und die bruchsicheren Fahrerhäuser, mit denen die in Serienfertigung gebauten Traktoren ausgerüstet werden (Abb. 12, 13, 14) angeführt.

DK 629.114.2(498)

Румынские тракторы

Описано развитие румынской тракторной промышленности и более выжные достижения, отражающие быстрый прогресс в этой области, подчеркивая перспективные задачи строителей тракторов в Румынии по осуществлению данного производства для различных секторов народного хозяйства.

На рис. 1 показан универсальный трактор U—500, а не рис. 2 трактор U—651, с четырмя моторными колёсами.

На рис. 3 показано изменение удельной массы тракторов румынского производства, выпускаемых с 1947 года до настоящего времени, а рис. 4 иллюстрирует изменение удельного расхода топлива для румынских тракторов.

Представленные диаграммы отражают динамику тракторного производства (рис. 5), динамику экспорта (рис. 6) и эволюцию параметров, связанных с качеством осуществленных конструкций.

Анализируя стремления, отмечаемые в мировом масштабе, делаются выводы относительно дальнейшего развития тракторостроения в Румынии.

В заключение дается более подробное описание последних достижений завода Tractorul — Braşov. Итак, на рис. 7 показан колесный трактор U—400, являющийся основным типом колесных тракторов, по которому были разработаны другие три типа, специализированные для определенных работ. Трактор имеет переменную колею (1200—1900 мм), независимый отбор мощности, многочисленные точки прикрепления рабочего оборудования, шестиступенчатую коробку скоростей впереди и две сзади со скоростью в 1,9... 23,4 км/час впереди и 2,8...12,1 км/час сзади, с гидравлическим подъемным механизмом с автоматическим регулированием силы и позиции (рис. 8).

На рис. 9 показан промышленный трактор S—651 IE с торцевым загрузчиком. Приведены также достижения Исследовательского и проектного института по автомобильно-тракторной промышленности в г. Брашове, созданного для проведения исследовательских и проектных работ, в целях обеспечения румынскому тракторному производству мирового уровня развития.

Из этих работ отмечается осуществление трактора в 100 л.с. (рис. 10), сидения, с гидропневматической подвеской (рис. II и кабин устойчивых к опрокидыванию, которыми будут оснащены тракторы серийного производства (рис. 12, 13 и 14).

CZ 625.282-843.6

Locomotivele Diesel cu puteri pînă la 1250 CP

Ing. Henry HOLBAN și ing. Ion DUMITRACHE
Uzina „23 August”-București

Dezvoltarea economiei naționale este strîns legată de perfecționarea mijloacelor de transport. Dintre acestea un rol deosebit de important îl au căile ferate care preiau, pe uscat, o mare parte din traficul de mărfuri și de călători.

Eficiența și economicitatea transporturilor feroviare depinde însă în mod esențial de mijloacele de tracțiune folosite. Prin dezvoltarea locomotivelor diesel și a locomotivelor electrice, s-au creat mijloace de tracțiune moderne mai economice și mai eficiente decît locomotivele cu aburi, care timp de peste 100 de ani au stăpînit acest domeniu.

În figura 1 se arată schematic economicitatea celor trei sisteme de tracțiune feroviară în funcție de intensitatea traficului, reieșind avantajele tracțiunii cu motor termic pentru intensitățile medii de trafic și ale tracțiunii electrice pentru traficul de mare intensitate. Valorile limitelor A și B diferă în funcție de condițiile locale ale prețurilor pentru combustibil și curent electric.

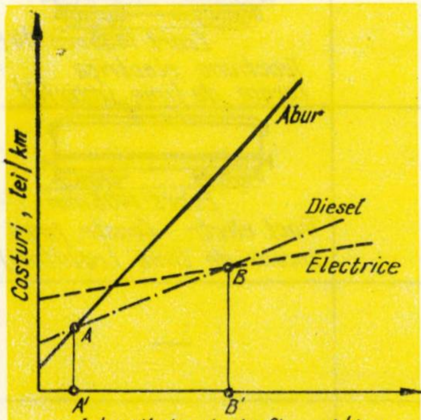


Fig. 1

În țara noastră modernizarea mijloacelor de tracțiune feroviară a început o dată cu dezvoltarea primelor construcții de automotoare cu motoare termice, dar nu s-au extins asupra locomotivelor care constituie principalele mijloace de tracțiune decît sub noua orînduire socială, imediat ce refacerea economiei naționale după al doilea război mondial a devenit un fapt îndeplinit.

Tradiția existentă, provenită din exploatarea și fabricația de automotoare și a cîtorva locomotive diesel, a contribuit la asimilarea noilor tipuri în exploatare. Această tradiție se datorește recunoșterii din vreme în cadrul căilor noastre ferate a avantajelor tracțiunii cu motor termic. Deși pînă în 1944 nu s-a pus în mod susținut problema modernizării mijloacelor de tracțiune feroviară, s-au făcut totuși o serie de încercări dintre care pot fi amintite pentru sublinierea tradiției în acest domeniu următoarele :

— centrele de exploatare cu automotoare înființate în 1903 la Arad și 1907 la Piatra-Olt (motor benzină, transmisie electrică) ;

— dotarea căilor ferate în perioada 1935—1944 cu circa 200 automotoare pe două și patru osii cu motoare de 120, 150 și 240 CP ;

— începerea fabricației de locomotive diesel de 120 CP pentru manevră ;

— achiziționarea în 1937, din exterior, a unei locomotive diesel de mare putere, prima din lume, și care a contribuit mult — prin experiența cîștigată, — la precizarea direcțiilor pentru modernizarea mijloacelor de tracțiune.

În perioada 1944—1960, producția de locomotive diesel de mică putere a fost reluată și mult sporită ajungîndu-se la o fabricație anuală de circa 100 de locomotive cu puteri cuprinse între 45 CP și 120 CP.

Dezvoltarea propriu-zisă începe însă în anul 1962 cînd se trece la fabricația de serie a locomotivelor diesel electrice de 2100 CP, continuată din 1967 și cu aceea a locomotivelor diesel-hidraulice de 250 CP, 450 CP, 700 CP și 1250 CP.

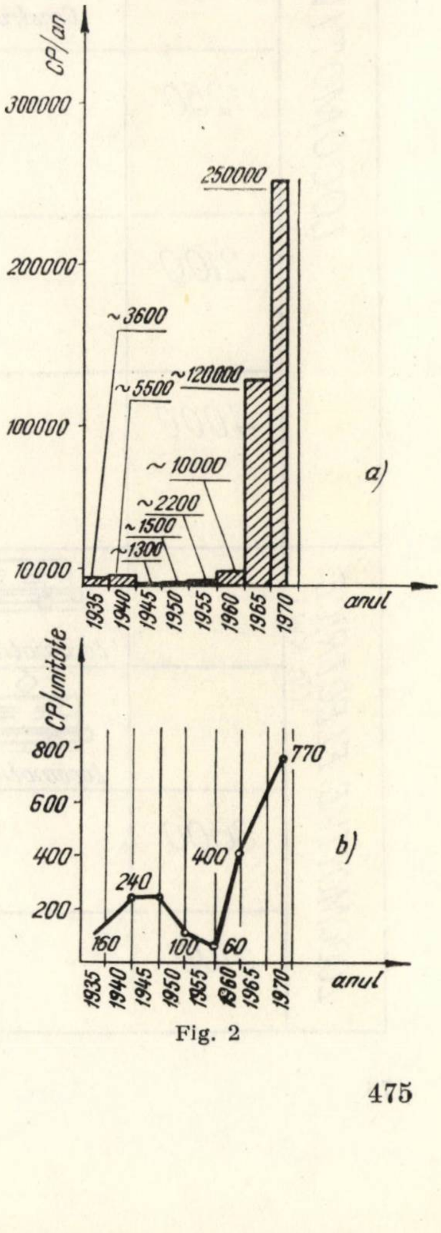
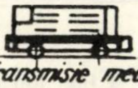
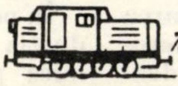
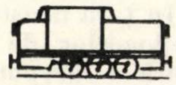
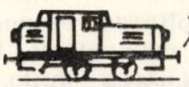
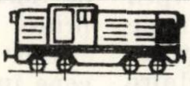
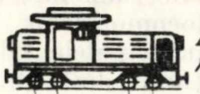
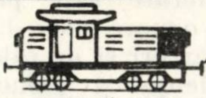
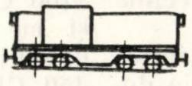
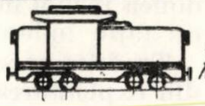
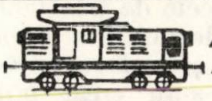
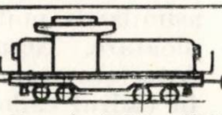
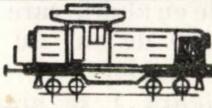
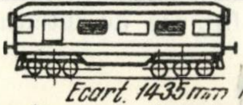
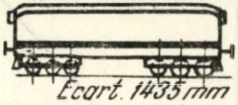
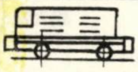
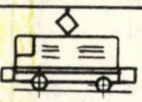
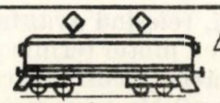
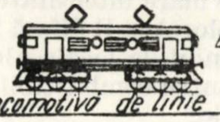


Fig. 2

Tabela 1

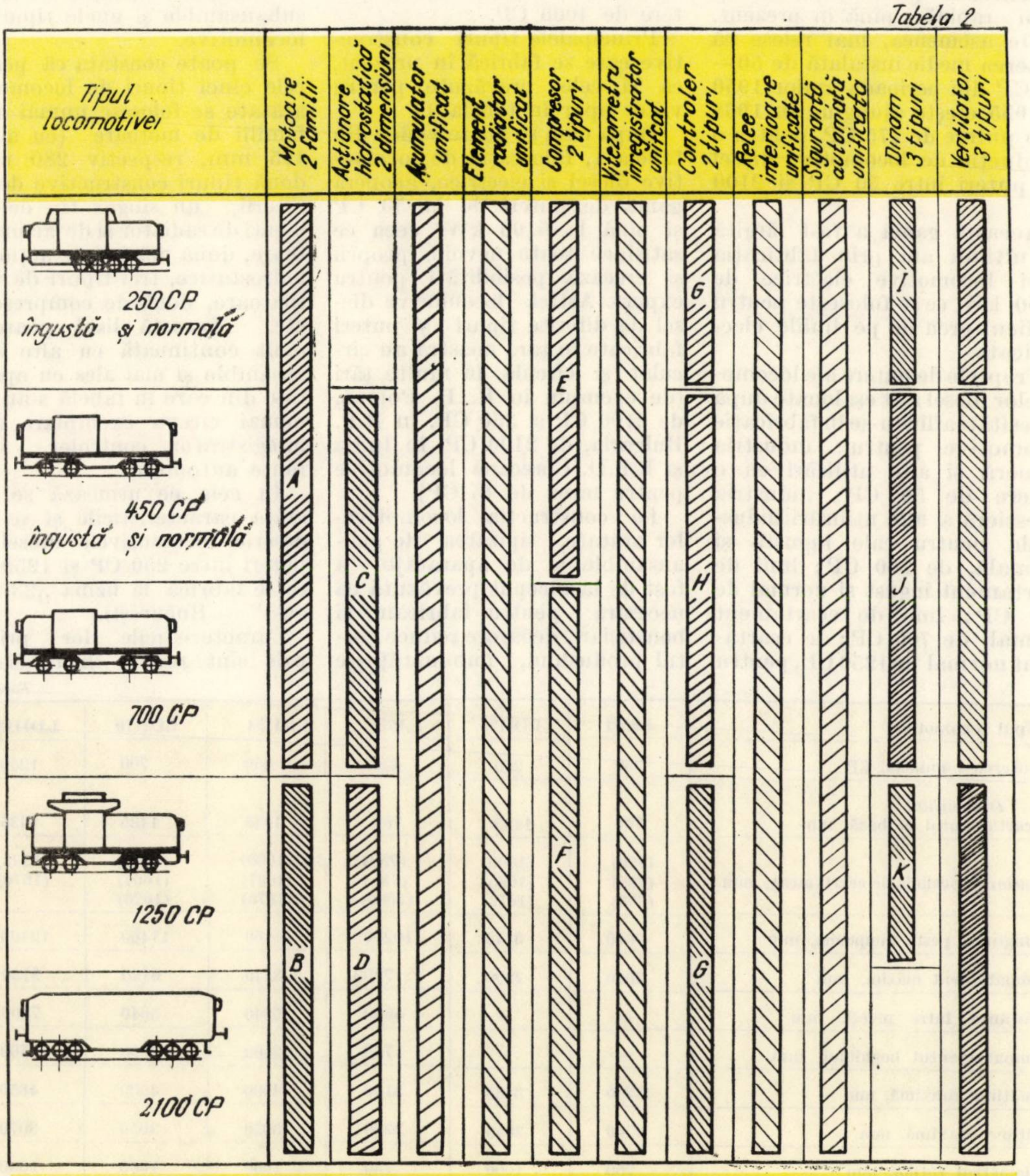
SISTEMUL	Clasa de putere	Ecartamente, construcție și utilizare		
		Locomotive de cale îngustă	Locomotive metrice	Locom. de cale norm. și largă
LOCOMOTIVE DIESEL (în CP)	50	 Ecart.600mm 6t Transmisie mecanică Prev. transm. hidraulică Locomot. mină și șantier	Construcție posibilă	Construcție posibilă
	250	 Ecart. 750÷785mm 26t Locomotivă industrială și forestieră	 Construcție prevăzută	 Ecart. 1435 mm 26t Locomotivă industrială și de manevră
	450	 Ecart. 750-790mm 30t Construcție prevăzută	 Ecart 1000 mm 32t Tracțiune hidraulică Locom. ind. de linie	 Ecart 1435 mm 45t Locomotivă industrială și de manevră
	700	 Ecart. 750-790mm Construcție prevăzută	 Ecart. 1000÷1067 mm Construcție prevăzută	 Ecart 1435mm 48t Locomotivă de manevră și de linie
	1250	—	 Ecart. 1000 ÷ 1067 mm Construcție prevăzută	 Ecart 1435 mm 68t Tracțiune hidraulică Locom. de man. grea și de linie
	2100	—	—	 Ecart. 1435 mm 114t Tracțiune electrică Locom. de linie (marfă)
	4000	—	—	 Ecart. 1435 mm Tracț. electr. - Constr. prev. Locom. de linie (călători)
LOCOMOTIVE ELECTRICE (în kW)		 Ecart. 600mm cu acumulatori Locomotivă de mină	—	—
		 Ecart. 600mm cu troliu Locomotivă de mină	—	—
	3600	—	—	 Ecart 1435 mm Construcție prevăzută
	5100	—	—	 Ecart 1435mm 120t Locomotivă de linie

În 1968 fabricația de locomotive diesel însumează 367 unități anual cu o putere medie de 775 CP, ceea ce reprezintă 283.610 CP instalați (de 100 ori mai mult ca în perioada 1935–1940).

În diagrama din figura 2 sînt redate: creșterea puterii instalate (fig. 2 a) și creșterea puterii medii (fig. 2 b) a locomotivelor și automotoarelor fabricate din 1930 pînă în 1968.

Din diagramă reiese preocuparea pentru realizarea de

Tabela 2


Tipul locomotivei
Motoare 2 familii
Acționare hidrostatică 2 dimensiuni
Acumulator unificat
Element radiator unificat
Compresor 2 tipuri
Vitezometru înregistrator unificat
Controler 2 tipuri
Relee interioare unificate
Siguranță automată unificată
Dinam 3 tipuri
Ventilator 3 tipuri
250 CP îngustă și normală
450 CP îngustă și normală
700 CP
1250 CP
2100 CP
A
B
C
D
E
F
G
H
G
I
K
A - motoare MB 836 și MB 820
B - motoare LDA 28
C - diametrul pistonului 20mm
D - diametrul pistonului 25mm
E - 1,5 m³/min
F - 2,5 m³/min
G - tip LDE
H - tip LDE
I ~ 1kW 24v
J - 6kY 24v
K - dinostarter 110v

automotoare și locomotive diesel în periada 1933—1942; stagnarea din timpul războiului și din perioada de refacere și dezvoltarea treptată, mai puțin accentuată pînă în 1960, și apoi rapidă, pînă în prezent.

De asemenea, mai reiese că puterea medie instalată de 50—60 CP din perioada anilor 1950—1955 crește ajungînd în 1968 la o putere de 775 CP, pentru o producție de locomotive diesel cu puteri între 50 CP și 2100 CP.

Această gamă a fost lărgită în ultimii ani prin fabricația unei locomotive electrice de 5100 kW, ce se folosește pentru traficul greu de pe liniile electrificate.

Treptele de putere ale locomotivelor diesel sînt eșalonate după necesități aflîndu-se în fabricație locomotive pentru: industria minieră și alte utilizări cu o putere de 50 CP; industria forestieră și alte utilizări industriale pentru cale îngustă și normală, de 250 CP; linii de ecartament îngust și normal de 450 CP; linii de ecartament normal, de 700 CP; de ecartament normal de 1250 CP, pentru manevră și circulație pe linii secundare; linii principale, de ecartament normal, de 2100 CP.

De asemenea, se prevede asimilarea de locomotive diesel electrice monomotor cu o putere de 4000 CP.

Principalele tipuri constructive care se fabrică în prezent, ca și cele prevăzute pentru viitor apar în tabela 1.

După cum se poate vedea din tabela 1, fabricația de locomotive diesel și electrice, acoperă gama de puteri de la 50 CP și pînă la 5100 kW, ceea ce satisface toate nevoile proprii și creează posibilități pentru export. Astfel, locomotive diesel de diferite tipuri și puteri fabricate în țara noastră au circulat și circulă în multe țări (de exemplu în R. P. Polonă, de 2100 CP și 350 CP, în R.P. Bulgaria, de 2100 CP, în India și R.P.D. Coreeană locomotive pentru mină de 45 CP).

La construcția locomotivelor arătate, tipizarea de subansamble și de aparataje a fost de la început prevăzută ca necesară pentru fabricant și beneficiari, deoarece reduce costul produsului, îmbunătățește calitatea și ușurează reviziile și reparațiile, o dată cu o reducere importantă a sortimentului de piese de schimb.

Ca exemplu se redă în tabela 2 realizarea tipizării la cîteva subansamble și unele tipuri de locomotive.

Se poate constata că pentru cele cinci tipuri de locomotive arătate se folosesc numai două familii de motoare (cu alezaj 175 mm, respectiv 280 mm), două tipuri constructive de caroserii, un singur tip de elemenți de radiator și de acumulatoare, două mărimi de acționări hidrostatice, trei tipuri de ventilatoare, două de compresoare etc. Această listă poate fi mult continuată cu alte subansamble și mai ales cu aparataje din care în tabelă s-au dat numai cîteva exemplare (vit. înregistrator, controler, siguranțe automate).

În cele ce urmează se vor arăta caracteristicile și se vor descrie locomotivele diesel cu puteri între 250 CP și 1250 CP ce se fabrică la uzina „23 August" — București.

Caracteristicile lor principale sînt redate în tabela 3.

Tabela 3

— tipul locomotivei	L25H	LDH25	L45H	LDH54	LDH70	LDH125
— puterea nominală, CP	250	250	450	450	700	1250
Dimensiuni :						
— ecartamentul de bază, mm	760	1435	760	1435	1435	1435
— variante posibile de ecartament, mm	(750) (785) (790)	(1000) (1065) (1676)	(750) (785) (1000)	(1000) (1067) (1676)	(1000) (1067) (1676)	(1525) (1676)
— lungimea peste tampoane, mm	7600	8440	10200	11460	11460	12400
— ampatament maxim, mm	3000	2900	7200	8140	8140	9700
— distanța între pivoți, mm	—	—	5500	5640	5640	7200
— ampatamentul boghiului, mm	—	—	1700	2500	2500	2500
— înălțime maximă, mm	3200	3485	3100	4500	4500	4650
— lățime maximă, mm	2200	2856	2200	3050	3050	3070
— diametrul roților, mm	750	1000	750	1000	1000	1000
— greutatea totală, tf	28	28	32	45	48	70
— sarcina pe osie, tf	7	14	7,5	11,25	12	17,5
Performanțe :						
— forța maximă de tracțiune, tf	6.3	6,3	9,3	14,5	15,8	23
— viteza maximă, km/h	20/40	20/45	40	30/10	35/70	60/100

Toate tipurile ale căror caracteristici au fost redate mai sus sînt locomotive diesel cu transmisii hidrodinamice. Transmisiile hidraulice după cum se va vedea mai departe cuprind ca elemente hidraulice numai transformatoare de cuplu, nu și cuplaje hidraulice.

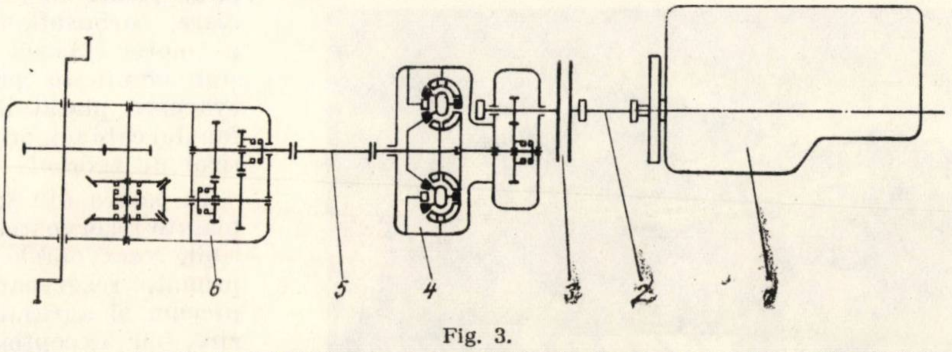


Fig. 3.

1 – motorul diesel 300 CP tip MB 836 B; *2* – ax de legătură elastic; *3* – ambreiaj; *4* – turbotransmisia hidraulică TH. 3; *5* – ax cardanic 367/5; *6* – reductor inversor).

Locomotivele de 250 CP au o transmisie cu un singur convertizor; schema cinematică respectivă apare în figura 3.

Concepția constructivă a locomotivelor de 250 CP este diferită de a celorlalte. La aceste locomotive se folosește o construcție cu ramă rigidă (frem) în care sînt plasate la cale îngustă patru osii cu dispozitive speciale de înscriere în curbă (semiboghiuri Begniot), iar la cale normală două osii obișnuite. Toate osiile sînt motoare, iar acționarea lor se face prin biele care primesc mișcarea de la o osie oarbă plasată în reductorul inversor. În figura 4 se redă principiul de înscriere în curbă a semiboghiurilor Begniot.

Construcția carcasei este de tipul cu cabină centrală de conducere cu două posturi de comandă plasate în diagramă, cîte unul pentru fiecare sens de mers, și cu două capote, una pentru motor, în față, care cuprinde și radiatorul și una în spate pentru rezervoare, acumulatoare și alte accesorii.

În figura 5 este redată o secțiune prin locomotiva de 250 CP ecartament normal.

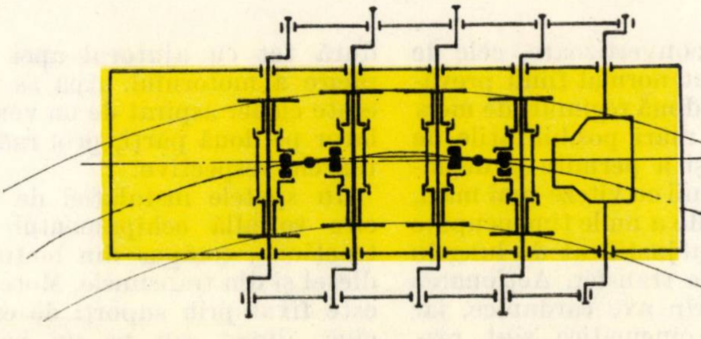


Fig. 4.

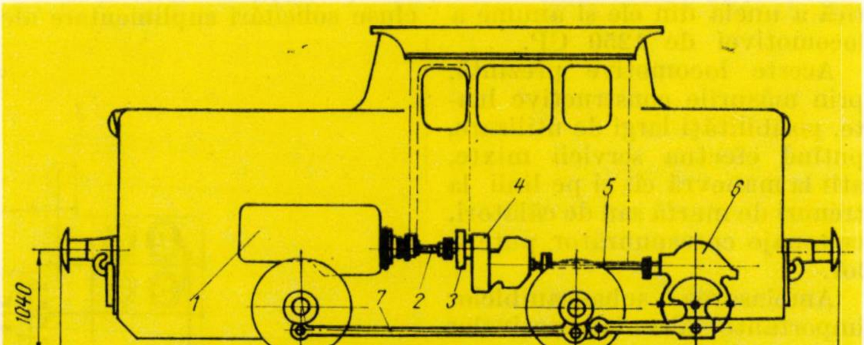


Fig. 5.

1 – motor diesel MB 836 B; *2* – ax de legătură între motor și convertizor L22H–01–02; *3* – ambreiaj cu discuri; *4* – convertizor hidraulic CHC 500–1; *5* – ax cardanic tip 367/5; *6* – reductor inversor 2 RI.2 sau BHV. 8; *7* – bielă.

Celelalte tipuri de locomotive de 450 CP, 700 CP și 1250 CP, au o concepție comună, fiind prevăzute cu boghiuri pe două osii și cu o schemă cinematică unificată. Constructiv sînt de tipul cu cabină centrală cu două posturi de conducere în diagonală, și cu două capote, una deasupra motorului în care este cuprinsă și instalația de răcire (considerată convențional față) și una mai mică în spate care cuprinde rezervoarele, iar la locomotiva de 1250 CP și cazanul de încălzire a trenului.

Aceste tipuri constructive cu boghiuri și cabină centrală de conducere, au fost alese pentru a se asigura condiții bune de conducere pe linie și la manevre, pentru a se obține calități corespunzătoare și egale de mers în ambele sensuri și pentru a se proteja linia prin înscriere ușoară în curbe.

Toate aceste tipuri sînt dotate cu transmisii hidrodinamice cu două convertizoare, cele de ecartament normal fiind prevăzute și cu două regimuri de mers pentru a mări posibilitățile de utilizare și a permite și deplasarea pe linii cu viteze mai mari, în scopul de a nu le ține ocupate un timp nejustificat de lung în cazurile de transfer. Acționarea se face prin axe cardanice, iar schemele cinematice sînt realizate după un același principiu. În figura 7 se dă schema cinematică a uneia din ele și anume a locomotivei de 1250 CP.

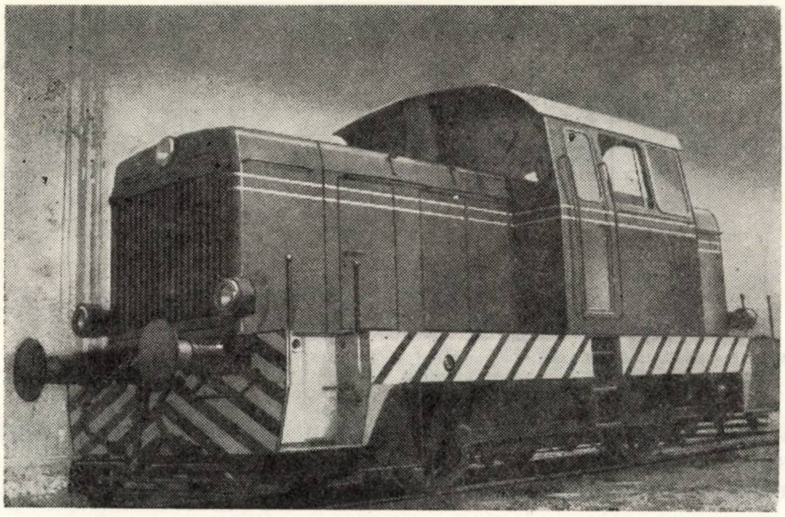


Fig. 6.

Aceste locomotive prezintă, prin măsurile constructive luate, posibilități largi de utilizare, putînd efectua servicii mixte, atît la manevră cît și pe linii la trenuri de marfă sau de călători, cu tonaje corespunzător puterii lor.

Amplasarea subansamblelor importante ale locomotivelor este asemănătoare la toate aceste tipuri și rezultă din figura 8, pentru locomotiva de 1250 CP și din figura 9 pentru locomotiva de cale îngustă de 450 CP.

În partea din față se găsește întregul echipament de tracțiune inclusiv grupul de răcire. Turbotransmisia se extinde însă și sub cabina mecanicului. Instalația de răcire este combinată pentru răcirea directă a apei pentru motor și răcirea indirectă a uleiului de la motor și transmisie. Răcirea indirectă se face prin schimbătoare de căldură tot cu ajutorul apei de răcire a motorului. Apa se răcește cu aer aspirat de un ventilator pe două părți, prin radiatoarele respective.

În spatele instalației de răcire se află echipamentul de tracțiune, compus din motorul diesel și din transmisie. Motorul este fixat prin suporți de cauciuc, direct sau pe un batiu special așezat pe rama locomotivei, în așa fel încît să fie excluse solicitări suplimentare ale motorului și în special ale arborelui cotit, în urma unor deformări ale ramei.

Aerul de combustie este aspirat printr-un filtru și dirijat către turbosuflanta amplastă pe motor. Gazele de evacuare sînt eliminate prin coșul de evacuare plasat deasupra plafonului cabinei, printr-un amortizor de zgomot.

În partea din spate sînt amplasate rezervoarele de combustibil, rezervoarele de aer comprimat, rezervoarele de apă, precum și agregatele de încălzire, cu excepția locomotivei de 1250 CP la care rezervoarele de combustibil se află în partea de jos a locomotivei — sub ramă — (în partea din spate sînt prevăzute rezervorul de apă și cazanul de încălzire cu o capacitate de 800 kgf vapori pe oră).

Sub capota din față se mai găsesc : compresorul de aer pentru frînă, alternatorul pentru alimentarea bateriei de acumulatoare și acționarea hidrostatică a ventilatorului (pompă, regulator și motor). La locomotiva de 1250 CP compresorul este acționat tot hidrostatic.

În afara frînei automate cu aer comprimat, locomotiva este dotată și cu o frînă directă cu aer, precum și cu o frînă de mînă (frînă de staționare). Manivela

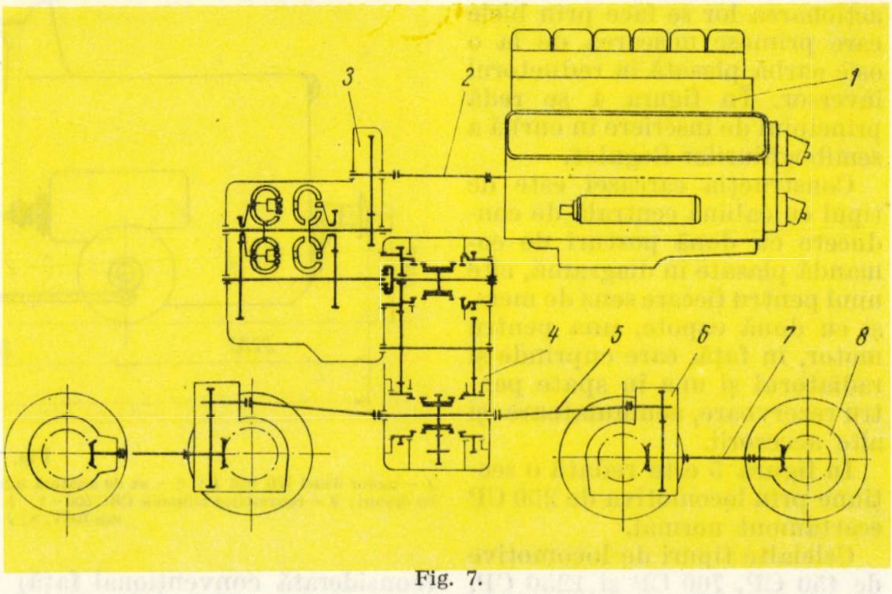


Fig. 7.

1 – motorul diesel 1250 CP tip 6 2LDA 8–B; *2* – ax de legătură elastic; *3* – turbotransmisia hidraulică TH.2 (L. 28); *4* – reductor inversor NG 1200/2; *5* – ax cardanic 367/6 1/2; *6* – atac de osie dublu A.35 SK; *7* – ax cardanic 367/7; *8* – atac de osie simplu A.25 K.

frînei de mînă se află în cabina de conducere.

Bateria de acumulatoare este de 24 V la locomotivele de 250CP, 450 CP şi 700 CP şi de 96 V la locomotiva de 1250 CP (tensiune nominală 110 V), capacitatea ei fiind de 320 Ah.

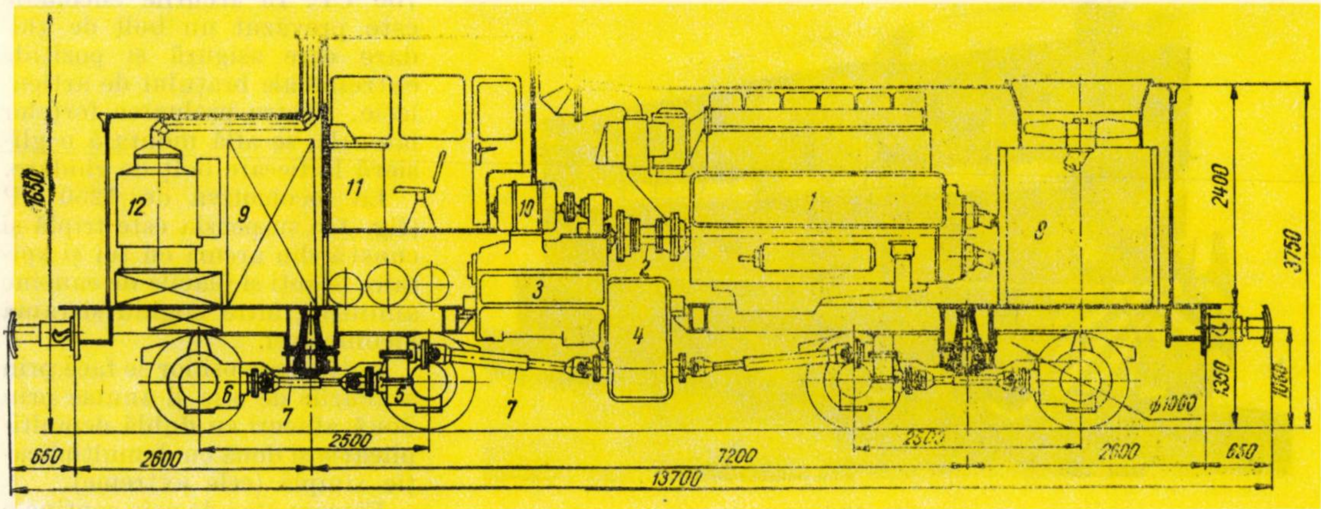


Fig. 8. Locomotiva de 1250 CP :

1 – motor diesel GLDA 28–B ; *2* – ax de legătură elastic ; *3* – turbotransmisie hidraulică TH.2 ; *4* – reductor inversor NG 1200/2 ; *5* – atac de osie dublu A.35 SK ; *6* – atac de osie simplu A.35 K ; *7* – axe cardanice 367/6 1/2 şi 367/7 ; *8* – grup de răcire ; *9* – rezervor de apă ; *10* – dinastarter ; *11* – post de comandă ; *12* – cazan de aburi.

Rama locomotivei este o construcţie din profile şi table din oţel îmbinate prin sudură. Pentru regiunile unde temperatura în timpul sezonului rece scade sub –25°C, se foloseşte la construirea ramei oţel calmat cu rezilienţă bună, controlată la –40°C.

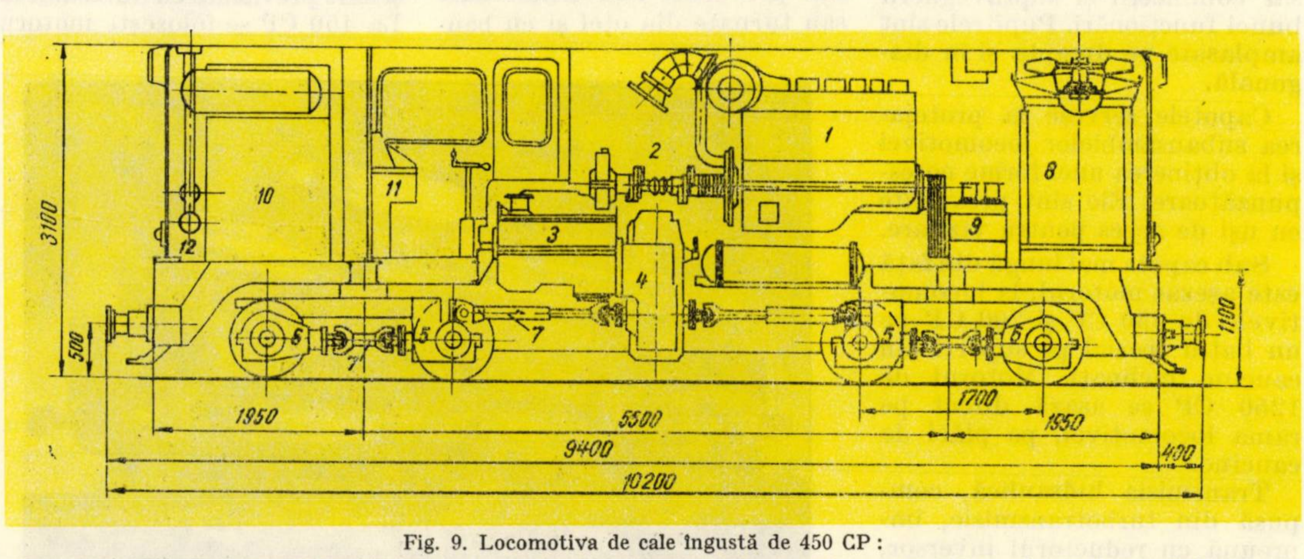


Fig. 9. Locomotiva de cale îngustă de 450 CP :

1 – motor diesel MB836Bb; *2* – ax de legătură elastic; *3* – turbotransmisie hidraulică TM1; *4* – reductor inversor IR 13; *5* – atac de osie dublu 2A 100; *6* – atac de osie simplu 1 A 100; *7* – axe cardanice 367/5; *8* – grup de răcire; *9* compresor de aer; *10* – rezervor de combustibil; *11* – postul de comandă; *12* – aparate de preincălzire.

Lonjeroanele ramei împreună cu îmbinările ei transversale, cu platforme şi grinzi frontale puternice coborîte mai mult sau mai puţin dau un tot nedeformabil, controlat tensometric la cele de cale normală la o forţă de comprimare de 200 tf.

Pentru aşezarea ramei pe boghiuri sînt prevăzute crapodine sferice cu bolţuri de ghidare, cu excepţia locomotivei de 1250 CP. Aceasta este prevăzută cu un pivot cu articulaţie sferică care preia forţele longitudinale şi transversale, rezemarea făcîndu-se pe un sistem de suspensie laterală din plăci de cauciuc cu amortizoare hidraulice. Locurile unde se produc frecări la cutiile de ungere şi pietrele laterale sînt prevăzute cu plăci din oţel manganos rezistente la uzură.

Aparatele de tracţiune şi tamponare sînt de tipul uzual la calea ferată de ecartament îngust, respectiv la calea ferată normală.

Caroseria constă din capota din faţă, cabina de conducere şi capota mai scurtă din spate. La caroserie sînt prevăzute măsuri speciale de izolare contra zgomotului.

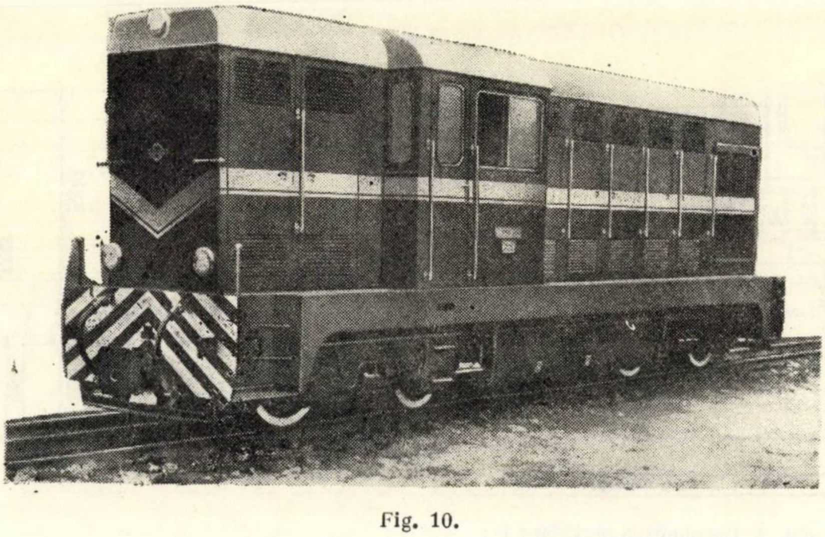


Fig. 10.

Cabina de conducere este închisă pe toate părţile şi fixată pe benzi de cauciuc, sau sudată pe ramă. Îmbinarea cu capotele se face prin garnituri elastice. Pereţii şi plafonul sînt prevăzuţi cu izolaţie fonică. Cabina are două uşi şi scări de acces şi conţine două pupitre de comandă şi tot aparatajul necesar conducerii şi supravegherii bunei funcţionări. Pupitrele sînt amplasate pe dreapta şi în diagonală.

Capotele servesc la protejarea subansamblelor locomotivei şi la obţinerea unei forme corespunzătoare. Ele sînt prevăzute cu uşi de acces pentru vizitare.

Sub capota mai lungă din faţă este aşezat motorul, la locomotivele de 450 CP şi 700 CP pe un batiu special pe suporţi din cauciuc înclinaţi. Motorul de 1250 CP se aşază direct pe rama locomotivei, pe plăci de cauciuc.

Transmisia hidraulică, compusă din turbotransmisie, împreună cu reductorul inversor, este fixată în trei puncte cu suporţi speciali, direct pe ramă.

Boghiurile pe care se aşază rama sînt la toate aceste locomotive construcţii pe două osii. La cale îngustă, rama locomotivei este o construcţie sudată din ţevi, pe cînd la cele de cale normală rama este construită din profile şi table sudate formînd un cheson. Cutiile de ungere sînt încorporate în braţe pendulare şi prevăzute cu rulmenţi cu role cilindrice, cu excepţia locomotivei de 1250 CP unde cutiile sînt ghidate cu bucşe cilindrice pe glisiere speciale şi prevăzute cu un rulment pendular. Osiile sînt din oţel aliat special (Cr, Ni, Mo), robust dimensionate, sînt prevăzute cu roţi laminate sau turnate din oţel şi cu bandaje raportate, cu o rezistenţă de 80 kgf/cm^2 la rupere. Diametrul roţilor este de 750 mm la cale îngustă şi 1 000 mm la cale normală.

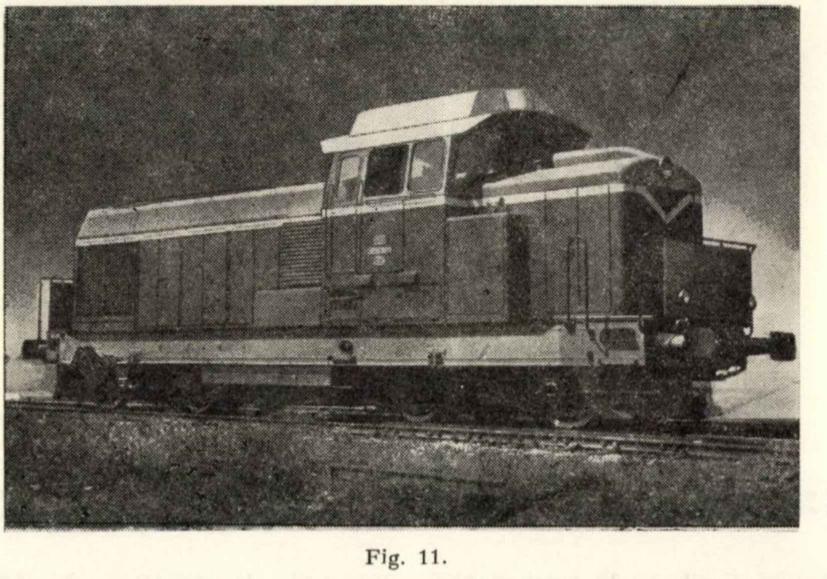


Fig. 11.

Suspensia este simplă şi realizată prin arcuri elicoidale plasate la extremitatea fiecărui braţ pendular al boghiurilor de la locomotivele de 450 CP şi 700 CP. În arcurile elicoidale este prevăzut un bolţ de ghidare care asigură şi poziţiile extreme ale braţului de articulaţie. Pentru preluarea forţelor laterale, se află montată o glisieră la fiecare bolţ de ghidare.

La locomotiva de 1250 CP (fig. 11) suspensia este triplă şi constă din arcuri cu foi şi spirale la roţi şi plăcile de cauciuc amintite, între boghiu şi rama locomotivei.

Acţionarea osiilor se face prin atacurile de osie şi anume prin două atacuri cu dublă demultiplicaţie şi două cu demultiplicaţie simplă (cele extreme).

Fiecare atac de osie conţine o pereche de roţi conice spirale, iar cele duble, în plus, o pereche de roţi dinţate cilindrice. Roţile dinţate sînt executate din oţel Cr—Ni, bogat aliat, şi sînt cementate şi călite, iar cele cilindrice au dantura rectificată.

Motoarele diesel de 450 şi 700 CP lucrează în patru timpi şi sînt prevăzute cu antecameră. La 450 CP se foloseşte motorul MB836Bb cu şase cilindri în linie, alezaj 175 mm, cursă 205 mm. Motorul este supraalimentat cu o turbosuflantă tip VTR 200 (licenţă BBC). La locomotiva de 700 CP se foloseşte un motor din aceeaşi familie. fabricat de uzina „23 August" — Bucureşti, dar cu 12 cilindri în V, de tip MB820Bb, supraalimentat cu o turbosuflantă tip VTR250 (licenţă BBC).

Reglajul acestor motoare a fost ales astfel încît ele să asigure în exploatare o mare durabilitate. Motorul cu şase cilindri este reglat pentru 450 CP la 1450 rot/min, iar motorul cu 12 cilindri pentru 770 CP la 1350 rot/min, în condiţii după UIC.

La locomotiva de 1250 CP s-a prevăzut un motor cu şase cilindri în linie de tip 6LDA28 (licenţă Sulzer) din aceeaşi familie (alezaj 280 mm) cu motorul de 2100 CP al locomotivei diesel electrice.

Acest motor este prevăzut cu supraalimentare şi răcire intermediară a aerului aspirat (cu apa normală de răcire a motorului) folosind tot o turbosuflantă de tip VTR250. El se fabrică de Uzina constructoare de maşini din Reşiţa.

Turbotransmisiile preiau peste 80% din puterea nominală a motorului, restul fiind prevăzut pentru serviciile auxiliare şi pierderile de putere datorită unor temperaturi ale aerului aspirat de peste 20°C. Sisteme speciale de siguranţă supraveghează funcţionarea motorului şi avertizează în caz de abateri nedorite, oprind chiar motorul în caz de pericol.

Motoarele au pornire electrică cu ajutorul unor demaroare de 15 CP alimentate cu curent continuu de 24 V din baterie.

La locomotiva de 1250 CP pornirea se face cu dinastarter de 32 kW (cu dinam de 24 kW) alimentat la 96 V din baterie.

Motoarele diesel nu trebuie pornite la o temperatură a apei sub 40°C. Pentru a se asigura această cerinţă, pe locomotive sînt instalate aparate de încălzire cu arzător de motorină, cu o capacitate de 36 000 kcal. La locomotiva de 1250 CP preîncălzirea se poate face cu cazanul pentru încălzirea trenului.

Cuplul motor se transmite la turbotransmisie printr-un ax elastic care evită apariţia vibraţiilor de torsiune în cadrul turaţiilor de funcţionare.

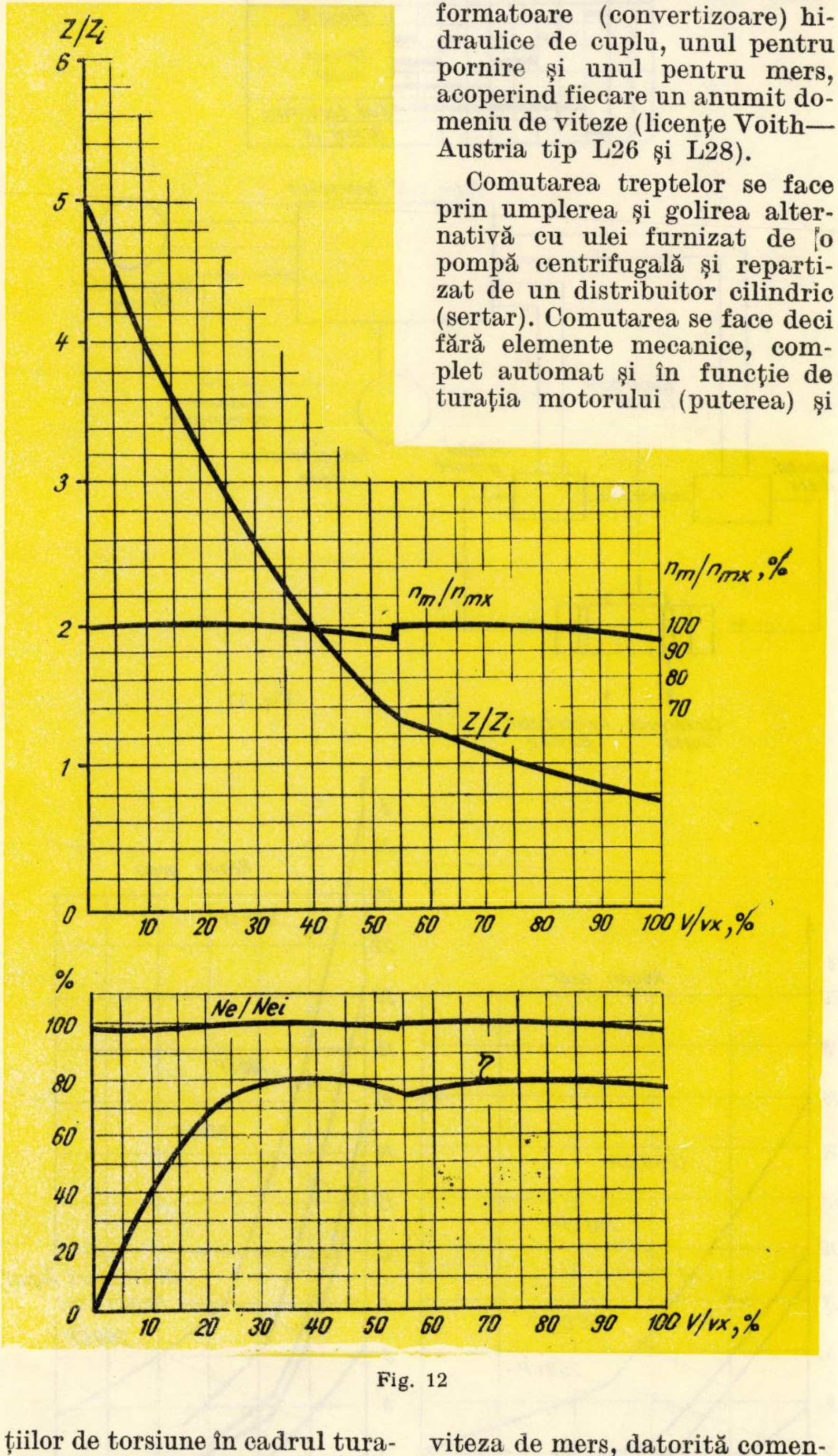


Fig. 12

Turbotransmisiile folosite sînt fabricate de uzina Hidromecanica-Braşov ; au două circuite hidraulice care reprezină fiecare cîte o treaptă de demultiplicare cu moment variabil de ieşire. Elementele hidraulice ale celor două circuite sînt transformatoare (convertizoare) hidraulice de cuplu, unul pentru pornire şi unul pentru mers, acoperind fiecare un anumit domeniu de viteze (licenţe Voith—Austria tip L26 şi L28).

Comutarea treptelor se face prin umplerea şi golirea alternativă cu ulei furnizat de o pompă centrifugală şi repartizat de un distribuitor cilindric (sertar). Comutarea se face deci fără elemente mecanice, complet automat şi în funcţie de turaţia motorului (puterea) şi viteza de mers, datorită comenzilor date de două tahogeneratoare cu ajutorul unui regulator transistorizat.

În figura 12 se redau curbele de funcţionare ale turbotrans-

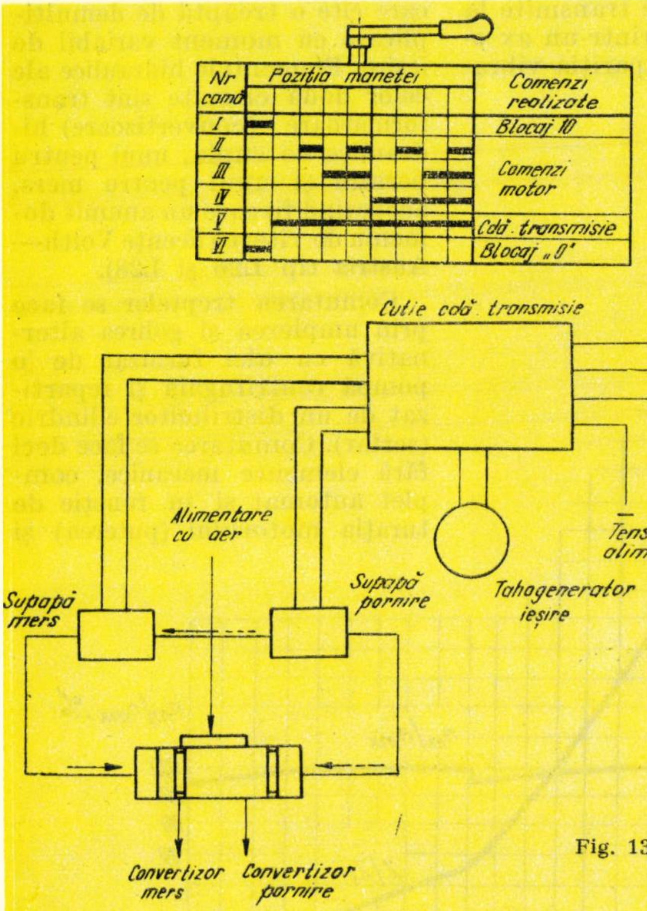

Nr comd
Poziția manetei
Comenzi realizate
I
II
III
IV
V
VI
Blocaj 10
Comenzi motor
Cdă. transmisie
Blocaj „0"
Cutie cdă transmisie
Tahogenerator intrare
− +
Tensiune alimentare
Alimentare cu aer
Supapă pornire
Supapă mers
Tahogenerator ieșire
Convertizor mers
Convertizor pornire

Fig. 13

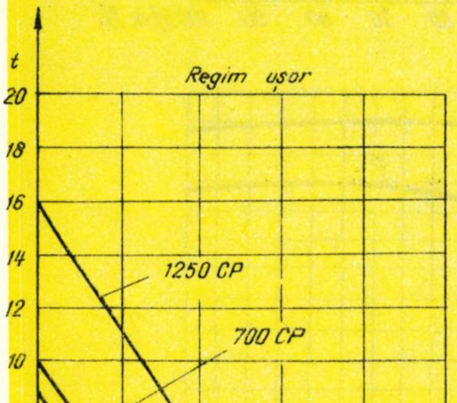


Fig. 14

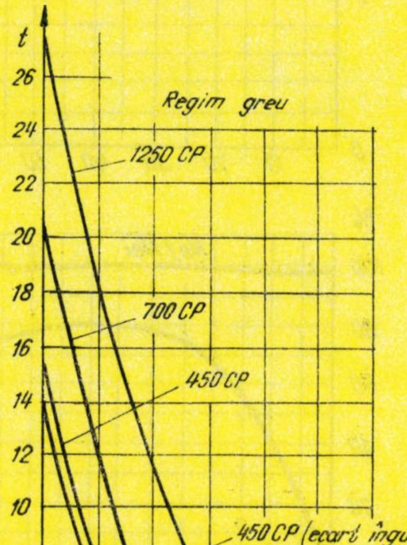


Fig. 15

misiei locomotivei de 700 CP, iar în figura 13 se redă schema bloc de comandă a locomotivei de 700 CP.

Comutarea automată a celor două trepte ale transmisiei scutește mecanicul de această sarcină, permițînd ca atenția sa să se îndrepte asupra liniei și semnalelor.

Cuplul de ieșire din turbotransmisie este preluat de reductorul inversor care apoi îl transmite mai departe prin axe cardanice la atacurile de osie, avînd sensul și turațiile corespunzătoare. Deci, reductorul inversor cuprinde o transmisie mecanică cu una sau două trepte (regimuri de mers) și cu posibilitatea de inversare a sensului, după cum este vizibil în schema cinematică din figura 7. Reductoarele inversoare conțin patru axe pe care se află roțile dințate, precum și cuplajele necesare. Roțile dințate sînt toate cilindrice cu dinți înclinați executate din oțel bogat aliat cu Cr și Ni, cementate, călite și rectificate.

Inversarea sensului și schimbarea regimului se poate face numai cu locomotiva oprită (un dispozitiv special împiedică schimbarea cît timp locomotiva se deplasează). Pentru remorcare, unul din cuplaje se pune manual pe o poziție intermediară întrerupînd circuitul de forță între reductor-inversor și atacurile de osie.

Caracteristicile de tracțiune ale locomotivelor de 450 CP, 700 CP și 1250 CP la ecartament normal și îngust sînt redate în figurile 14 și 15.

Din cele arătate reiese în mod deosebit avîntul pe care l-a luat în țara noastră, prin grija regimului nostru socialist, fabricația mijloacelor de tracțiune moderne.

Regimul nostru socialist a acordat importanța necesară dezvoltării transporturilor în general şi a celor feroviare în special, trecîndu-se cu hotărîre în ultimii 10 ani la o fabricaţie susţinută de locomotive diesel şi electrice care, după cum s-a arătat la început, sînt capabile să mărească eficienţa şi economicitatea transporturilor, satisfăcînd toate necesităţile interne şi să deschidă largi perspective pentru export.

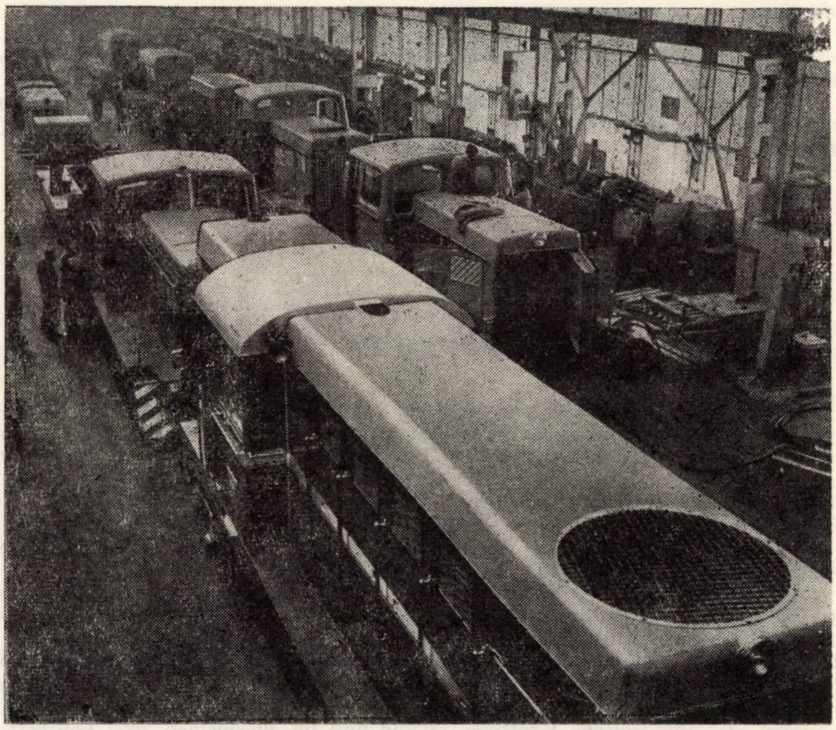


Fig. 16

Vedere din hala de montaj. Sînt în curs de execuţie locomotive de 450 CP de ecartament îngust 760 mm şi locomotive de 120 CP de ecartament normal 1 435 mm.

DC 625.282 – 843.6

1 250 HP Diesel Locomotives

The paper presents the importance of the development of railway transport and Romania's trive — past and present — to modernize traction means. The installed power (per annum) on Diesel locomotives has been increasing along the last decade 25 times (fig. 2).

The Diesel and electric locomotives put out at present or to be manufactured in the near future are described; their typified subassemblies are shown in fig. 3.

The technical features of the Diesel hydraulic locomotives ranging from 250 to 1.250 HP are given along with construction particulars and performances.

The 250 HP, 760 mm gauge locomotives are running on 4 shifting axles, after the Bugniot system (fig. 6) whereas the 1,435 mm gauge locomotives are provided only with 2 axles mounted within a rigid frame. Both types of locomotives are actuated by means of connecting rods and a blind axle.

The 450 HP, ö60 mm gauge (fig. 10) and the 450 HP, 750 HP and 1.250 HP (fig. 9) locomotives are of the same design, all being equipped with a central driving cab with 2 control boards, 2 bogies, the axles being actuated by means of cardan axles.

All types are equipped with hydro-dynamic transmissions and have two running regimes (shunting and current track).

The traction power diagrams (fig. 13 and 14) of all types are given. The final part is devoted to the last decade's achievements which have led to the present steady output of Diesel locomotives, to increased railway activity and to interesting trade prospects.

CD 625.282 – 843.6

Locomotives diesel à puissance jusqu'à 1 250 CV

On montre l'importance du perfectionnement des transports ferroviaires et les efforts faits en Roumanie dans le passé et surtout actuellement pour moderniser les moyens de traction. La puissance annuelle installée sur les locomotives diesel s'est accrue dans les dernières dix années de 25 fois (fig. 2).

On présente les types de locomotives diesel et électriques qui sont fabriquées actuellement, ou qui sont prévues en perspective et on insiste sur la typisation des sous-ensembles (fig. 3).

On indique les caractéristiques générales des locomotives diesel hydrauliques ayant des puissances entre 250 et 1 250 CV et on décrit en détail leur construction et leurs performances.

Les locomotives de 250 CV à écartement de 760 mm sont construites selon le système Bugniot avec 4 essieux montés de façon à pouvoir se déplacer (fig. 6) tandis que celles à écartement de 1 435 mm sont pourvues avec seulement 2 essieux montés rigidement ; l'actionnement des deux types se fait au moyen de bielles, à partir d'un essieu spécial.

Les locomotives de 450 CV à écartement de 760 mm (fig. 10) et celles de 450, 700 et 1 250 CV (fig. 9) sont conçues, en principe, identiques, étant équipées d'une cabine centrale comprenant deux pupitres de commande et un appareil de roulage à deux boggies ; l'actionnement des essieux se fait par l'intermède d'axes cardaniques.

Tous les types ont des transmissions hydro-dynamiques et en général deux régimes de marche, l'un pour la manoeuvre et l'autre à vitesse maxima, plus grande pour la marche sur la ligne.

On indique les diagrammes des forces de traction (fig. 13 et 14) de tous les types et à la fin on mentionne que les réalisations des dernières années ont abouti à une fabrication soutenue de locomotives diesel, à l'accroissement de l'efficience des transports ferroviaires ainsi qu'à de nouvelles perspectives commerciales.

DK 625.282 – 843.6

Diesellokomotiven mit einer Leistung bis zu 1 250 PS

Es wird auf die Bedeutung der Vervollkommnung des Eisenbahnverkehrs und die Bemühungen hingewiesen, die in Rumänien in der Vergangenheit und vor allem heute im Hinblick auf die Modernisierung der Triebfahrzeuge unternommen wurden. So wird u.a. angeführt, dass die jährlich auf Dieselloks installierte Leistung im letzten Jahrzehnt um das 25fache angewachsen ist (Abb. 2).

Es werden die Diesel-und Elektroloks beschrieben, die zur Zeit oder in nächster Zukunft gebaut werden und auf die Typisierung ihrer Untergruppen hingewiesen (Abb. 3).

Es werden die allgemeinen Charakteristiken der diesel-hydraulischen Lokomotiven mit einer Leistung zwischen 250 PS und 1250 PS sowie bautechnische Einzelheiten und ihre Leistungskraft dargelegt.

Die 250 PS-Lokomotiven mit einer Spurweite von 760 mm sind mit 4 verschiebbaren Achsen nach dem Bugniot-System gebaut (Abb. 6), während die Lokomotiven mit einer Spurweite von 1435 mm nur mit zwei feststehenden Achsen ausgestattet sind. In beiden Fällen erfolgt der Antrieb durch Kurbelstangen über eine Blindachse.

Die Lokomotiven von 450 PS und einer Spurweite von 760 mm (Abb. 10) wie auch die von 450 PS, 700 PS und 1250 PS (Abb. 9), weisen eine prinzipiell identische Bauausführung auf, besitzen einen zentralen Führerstand mit zwei Steuerpulten und ein Fahrgestell auf zwei Drehgestellen. Der Antrieb der Achsen erfolgt über Kardenwellen.

Alle Typen besitzen hydrodynamische Kraftübertragung und im allgemeinen zwei Fahrbetriebe, einer für den Rangierdienst und der andere mit gröserer Höchstgeschwindigkeit für den Streckenbetrieb.

Es werden die Zugkraftdiagramme (Abb. 13 und 14) für alle Typen angeführt und abschliessend darauf hingewiesen, dass die Errungenschaften der letzten 10 Jahre zu einer zügigen Diesellokproduktion, zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit des Eisenbahnverkehrs geführt und neue Handelsperspektiven erschlossen haben.

ДК 625.282. – 843.6

Тепловозы мощностяю до 1250 л. с.

Отмечая значение усовершенствования железнодорожного транспорта и усилия, приложенные в Румынии в прошлом и, особенно, в настоящее время для модернизации тяговых средств, сообщается, что годовая установленная мощность тепловозов возрасла в течение последнего десятилетия в 25 раз (рис. 2).

Показаны различные типы тепловозов и электровозов, выпускаемых в настоящее время или предусмотренных в перспективе, подчеркивая необходимость типизации их узлов (рис. 3).

Приводятся общие характеристики гидравлических локомотивов мощностью в пределах 250 л.с. и 1250 л.с. и подробно описывается их конструкция и показатели.

Локомотивы в 250 л.с. шириной колеи в 750 мм, выпускаются с 4 перемещающимися колесными парами, по системе Bugniot (рис. 6), в то время как локомотивы шириной колеи 1435 мм предусмотрены только двумя колесными парами в жесткой раме; привод обоих типов осуществляется посредством шатунов от глухой оси.

Локомотивы в 450 л.с. шириной колеи 760 мм (рис. 10) и в 450 л.с., 700 л.с. и 1250 л. с (рис. 9), созданные по идентичному принципу, предусмотрены центральной кабиной управления с 2 пультами и ходовой частью с 2 тележками; привод осей осуществляется через карданный вал.

Все типы имеют гидродинамические передачи и 2 рабочих режима, один для маневрирования, а другой, с более высокой максимальной скоростью, для езды по линии.

Приведены диаграммы сил тяги (рис. 13 и 14) всех типов, а в заключение излагаются достижения последних 10 лет, которые привели к увеличению выпуска тепловозов, повышению эффективности железнодорожного транспорта и к новым торговым перспективам.

CZ 625.23/24 (09)

REALIZĂRI ÎN DOMENIUL CONSTRUCȚIEI DE VAGOANE

Ing. C. BAKONYI
Uzina de vagoane — Arad

Construcţia de material rulant a cunoscut o dezvoltare continuă în România, avînd la bază o atenţie deosebită din partea statului care a alocat fonduri importante pentru utilarea şi extinderea unor întreprinderi existente, precum şi înfiinţarea unor întreprinderi şi secţii noi.

Fructificînd o bogată tradiţie de peste 75 de ani de existenţă a unor întreprinderi constructoare de material rulant, ca Uzina de vagoane — Arad, uzina „Unio" Satu-Mare şi altele apărute mai tîrziu, întreprinderile Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini au contribuit, aproape în exclusivitate, la dotarea parcului de vagoane C. F. R., făcînd ca într-un timp relativ scurt să-l ridice, din situaţia în care-l adusese cel de-al doilea război mondial, la nivelul unuia dintre cele mai bine înzestrate din Europa.

Un aport deosebit în direcţia considerată l-a adus Uzina de vagoane — Arad, pe care sfîrşitul războiului o găseşte distrusă în proporţie de circa 80% şi care de la naţionalizarea ei a marcat an de an creşterea capacităţii de producţie, astfel că în 1968 producţia globală a fost de 20,25 ori mai mare decît în anul 1948 (fig. 1). Dezvoltării producţiei i-a corespuns o permanentă ridicare a nivelului calitativ al vagoanelor, a parametrilor acestora.

Beneficiind de aportul unui puternic compartiment de concepţie care elaborează proiecte de vagoane, precum şi tehnologii corespunzătoare pentru construcţii metalice, prelucrări la cald şi mecanice în domeniul sudurii şi construcţiilor din lemn, uzina a realizat din 1948 proiecte pentru peste 80 tipuri de vagoane, dintre care 32 destinate exportului.

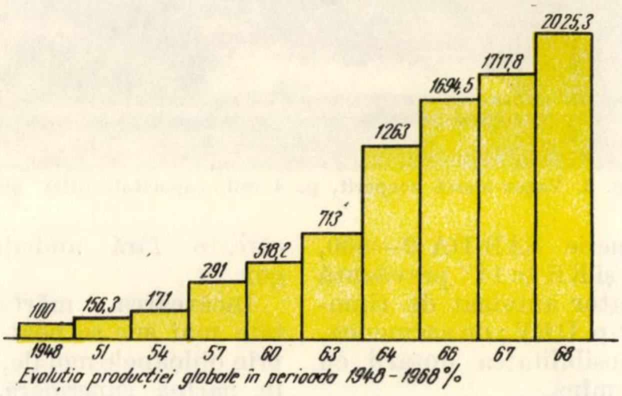


Fig. 1. Evoluţia producţiei globale în perioada 1948—1968.

Uzina de vagoane — Arad, care concentrează 80% din producţia de vagoane din România, este astăzi în măsură să proiecteze şi să execute în condiţii de înaltă calitate orice tip de vagon pentru orice tip de condiţii de exploatare.

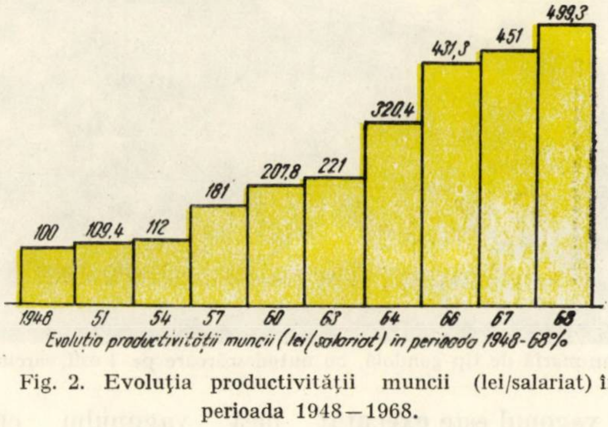


Fig. 2. Evoluţia productivităţii muncii (lei/salariat) în perioada 1948—1968.

Principalului client al uzinei, Căile Ferate Române, uzina i-a furnizat în ultimii ani o serie de tipuri de vagoane de mare performanţă.

Printre tipurile destinate transportului de mărfuri generale se menţionează vagonul de marfă acoperit, pe 4 osii, capacitate utilă 60 tone (fig. 3).

Vagonul este destinat mărfurilor generale care necesită protecţia contra intemperiilor.

Aparatul de rulare este compus din 2 boghiuri în construcţie sudată, cu cutii de unsoare detaşabile, osiile fiind prevăzute cu rulmenţi cu role cilindrice de 120 şi 240/80 mm diametru.

Suspensia vagonului este asigurată de arcuri cu deschidere de 1200 mm cu 8 foi de 12 × 16 mm. Frîna automată este de tipul Hikp cu regulator de timonerie SAB-DA 2—600, putînd fi şi KE 1c 14" prevăzută cu regulator automat de timonerie de tip DRV; de asemenea, există posibilitatea dotării cu frînă de mînă.

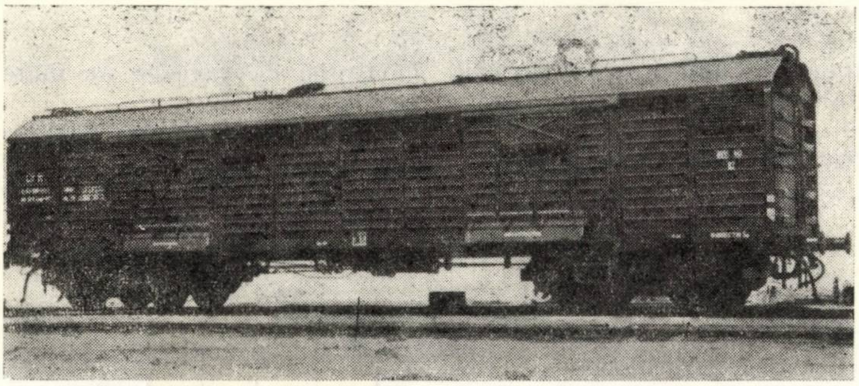


Fig. 3. Vagon-marfă acoperit, pe 4 osii, capacitate utilă 60 t.

Aparatul de tracţiune este de tip discontinuu, cu două arcuri volute, cîrlig şi aparat de legare tip UIC. Vagonul are posibilitatea de a primi cuplă automată.

Aparatul de tamponare este executat cu arcuri inelare cu o forţă de 35 tf şi o cursă de 75 mm.

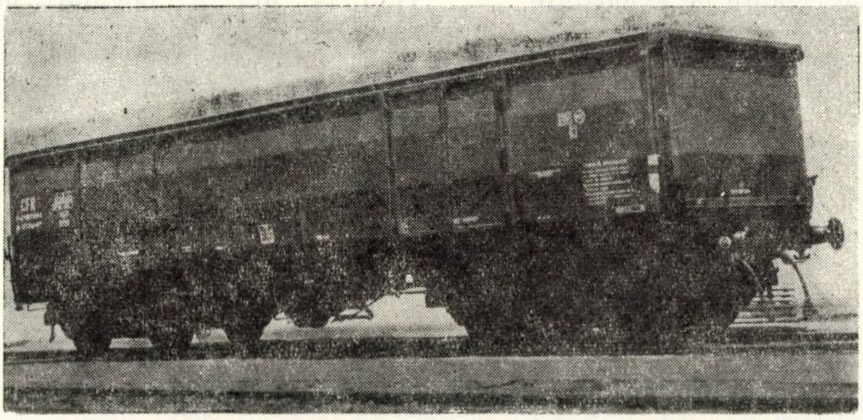


Fig. 4. Vagon-marfă de tip gondolă, cu autodescărcare pe 4 osii, sarcină utilă 60 tf.

Întreg vagonul este executat în construcţie metalică, asamblată prin sudură.

Cutia vagonului are pe fiecare parte 2 uşi metalice, glisante pe rulmenţi autoetanşi, cu o distanţă între ele de 3250 mm şi o deschidere de 2500/2150 mm. În partea inferioară uşile sînt prevăzute cu clapete pentru descărcarea mărfurilor granulate sau pulverulente, încărcate fără ambalaj în vagon.

Încărcarea mărfurilor arătate mai sus se poate face atît prin obloanele mobile, prevăzute în partea superioară a uşilor, cît şi prin cele 4 guri de încărcare, prevăzute în acoperiş. Cutia are în părţile laterale, pe fiecare perete al vagonului, cîte 4 obloane de aerisire. Vagonul poate fi executat în două variante : cu gheretă, pentru frîna de mînă, şi fără gheretă.

Caracteristici tehnice : ecartamentul — 1435 mm ; lungimea vagonului cu gheretă, între feţele tampoanelor — 17020 mm ; lungimea şasiului fără gheretă, între traversele frontale — 15280 mm ; suprafaţa utilă a podelei — 40 m^2 volumul util al cutiei — 95 m^3, greutatea proprie, cu gheretă şi frînă de mînă — 23,5 ± 3 %, fără gheretă şi frîna de mînă — 23 ± 3 %, sarcină utilă — 60 tf, prescripţii de gabarit — RIV şi UIC.

— Vagonul se poate înscrie în curbe cu raza de 150 m în linie curentă şi de 60 m pe linii de garare ; viteza maximă de circulaţie — 120 km/h.

Un alt organ destinat pentru transport este vagonul de marfă tip gondolă cu autodescărcare, pe 4 osii, cu o sarcină utilă de 60 t.

Acest vagon este folosit în special la transportul minereului de cărbune şi al altor mărfuri ce se pot descărca prin înclinarea planşeului.

Aparatul de rulare, legare, tamponare, suspensie, aparatul de tracţiune, precum şi instalaţia de frînă, sînt de construcţie modernă corespunzînd tuturor prescripţiilor internaţionale.

Întreg vagonul este executat în construcţie complet metalică, asamblată prin sudură.

Pereţii laterali sînt din tablă, prevăzuţi cu două uşi de 1800 × × 1775 mm fiecare.

Planşeul vagonului este compus din 14 clape prinse spre axa vagonului în balamale, iar înspre exterior în mecanismul de deschidere.

Aceste clape înzăvorîte şi deszăvorîte de un mecanism se înclină sub greutatea încărcăturii, permiţînd descărcarea. Construcţia vagonului permite descărcarea lui prin culbutare, iar pereţii frontali rabatabili permit descărcarea vagonului prin înclinare frontală.

Caracteristici tehnice : ecartament — 1435 mm ; suprafaţa utilă a podelei — 36 m^2 ; volumul util al cutiei — 72 m^3 ; greutatea proprie — circa 22 ± 3 % t ; sarcina utilă — 60 tf. Vagonul se înscrie în curbe cu raza de 150 m în linie curentă şi de 100 m pe linie de garare ; viteza maximă de circulaţie 120 km/h.

Vagonul platformă pentru transportat piese lungi cu sarcina utilă de 56 tf este destinat transportului de piese lungi ca : prefabricate din beton armat (stîlpi şi piese lungi) panouri prefabricate, ţevi din oţel, şine de cale ferată, profile, ţagle, lingouri, schele şi utilaj petrolier, cherestea buşteni etc.

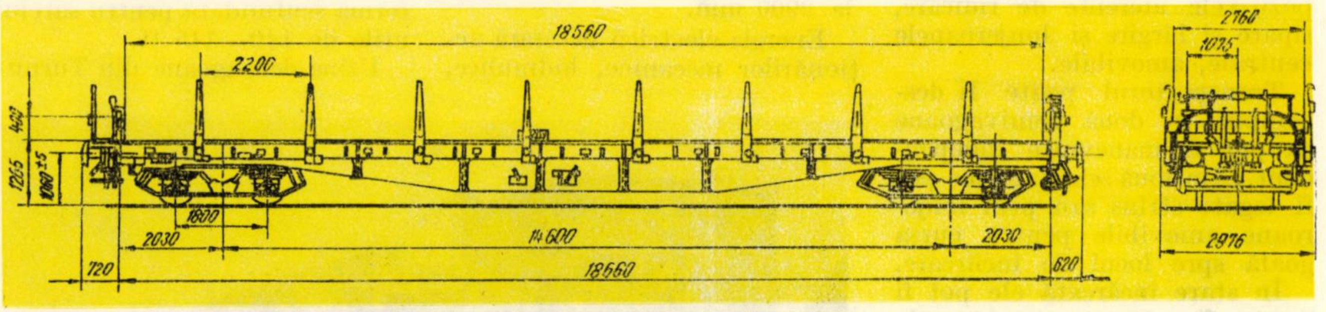


Fig. 5. Vagon-platformă pentru transportat piese lungi, sarcină utilă 56 tf.

Este prevăzut cu două boghiuri H de construcţie nouă din tablă sudată proiectate în întregime la Uzina de vagoane din Arad şi capabil să asigure accesul uşor pentru montarea şi demontarea cuplei automate.

Caracteristici tehnice : ecartament — 1435 mm ; suprafaţa utilă a podelei — 51 m² ; greutatea proprie — 24 tf ; sarcina utilă — 56 tf.

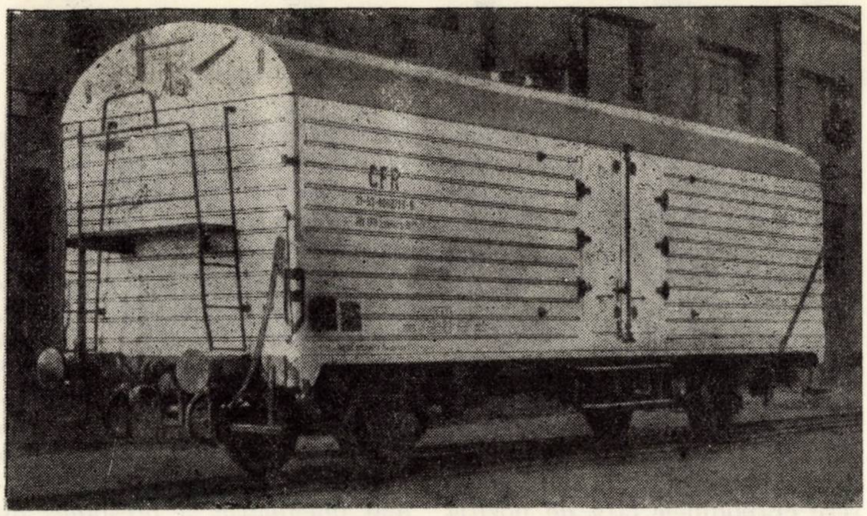


Fig. 6. Vagon frigorific pe 2 osii.

Vagonul se înscrie în curbe cu raza de 150 m în linie curentă şi de 35 m pe linie de garare, viteza maximă 120 km/h.

Planşeul vagonului se poate executa la cerere din tablă, din scînduri de lemn sau combinat din metal şi din lemn, prevăzut cu traverse escamotabile.

Uzina de vagoane din Turnu Severin execută pentru C. F. R. un vagon pe 2 osii destinat transportului de cereale în vrac, de animale şi de alte mărfuri ce necesită protecţia împotriva intemperiilor.

Vagonul poate fi executat fie în construcţie complet metalică, sudată, fie cu pereţi din scînduri de lemn sau placaj.

Caracteristici tehnice : ecartamentul — 1435 mm ; suprafaţa utilă a podelei — 25 m² ; volumul util — 60 m³ ; greutatea proprie, varianta cu gheretă — 12,5 t ; varianta fără gheretă — 12 t ; viteza maximă — 120 km/h.

Uzina de vagoane — Arad execută pentru C. F. R. vagoane frigorifice pe 2 osii, care respectă normele de tipizare stabilite pe linie internaţională, putînd fi executate atît pentru gabarit passe-partout UIC, cît şi pentru gabarit britanic.

Vagonul este destinat transportului de mărfuri congelate sau supracongelate. Pentru menţinerea unei temperaturi scăzute se poate utiliza atît gheaţa de apă cît şi gheaţa carbonică, în care caz suprafaţa şi volumul util al vagonului cresc.

În cazul folosirii gheţei de apă temperatura în interiorul vagonului este menţinută în jurul a 0°C pînă la +3°C, şi poate atinge —20°C la —25°C. Coeficientul de transmisie termică general al vagonului este sub 0,28 kcal/m²h°C, utilizînd ca izolaţie ampora sau polistirenul expandat, cu o greutate specifică de circa 20 kg/m³. Cantitatea de mediu refrigerator este de 2,5 tf gheaţă de apă sau 0,8 t gheaţă carbonică. Ventilaţia este realizată de curentul de aer în timpul mersului, sau electric în timpul staţionării.

Caracteristici tehnice : suprafaţa utilă — 19,5 m²/22,2 m² ; volumul util — 37 m³/42 m³. greutatea proprie — 16,5 t ; sarcina utilă — 16 tf ; viteza maximă — 120 km/h.

Una dintre realizările cele mai deosebite ale ultimilor ani este construcţia pentru C.F.R. a unui vagon transportor cu 20 osii (colaborator principal Intreprinderea de poduri metalice şi prefabricate din beton-Piteşti). Vagonul este destinat transportului agregatelor şi pieselor foarte grele şi de mare volum, destinate echipării noilor centrale de forță și marilor combinate industriale.

Trenul de rulare este format din două grupe a cîte două figuri cu 5 osii de fiecare capăt, cuplate prin cîte un jug cheson. Boghiurile extreme sînt prevăzute cu tampoane și aparate de tracțiune. Suprastructura cuprinde semișasiurile cu dispozitivele aferente de ridicare, ripare și lărgire și lonjeroanele centrale, amovibile.

Transportorul poate fi descompus în două semivagoane ce pot fi manevrate independent. Cele două semivagoane pot fi legate strîns sau prin lonjeroane amovibile pentru cursa goală spre locul de încărcare. În stare încărcată ele pot fi legate fie direct cu piesa de transportat, fie prin lonjeroanele centrale amovibile.

Greutatea proprie a vagonului (exclusiv lonjeroanele centrale) este de 140 t.

Sarcina de încărcare :

— pentru o sarcină de 20 tf/osie : cu prindere directă 260 tf ; cu rezemare pe lonjeroane centrale tip I, 160—180 tf cu rezemare pe lonjeroane centrale tip II, 230 tf ;

— pentru o sarcină de 21 tf/osie : cu prindere directă—280 tf ; cu rezemare pe lonjeroane centrale tip II, 250 tf.

Viteza de circulație maximă prescrisă :

— în stare goală, vagonul strîns — 80 km/h ;

— în stare goală cu lonjeroanele centrale — 65 km/h ;

— în stare încărcată — 40 km/h.

Mecanismele și automatizările aplicate permit :

— ridicarea suprastructurii, inclusiv sarcina cu maximum 300 mm, prin dispozitive comandate electric din cabina respectivă pentru fiecare capăt ;

— deplasări laterale (ripări) de suprastructură, inclusiv sarcina, cu maximum 300 mm de fiecare parte ;

— lărgiri ale spațiului liber de încărcare între muchiile interioare ale lonjeroanelor centrale amovibile, de la 2300 mm la 2900 mm.

Energia electrică necesară acționărilor mecanice, hidraulice, precum și comenzilor este pusă la dispoziție de un grup electrogen de 24 kW, 400 V, 50 Hz, amplasat într-o centrală de forță la unul din capetele vagonului.

Instalațiile electrice ale vagonului pot fi alimentate și de la o rețea exterioară 380/220 V, printr-o priză trifazică.

Comanda electrică a manevrelor se execută centralizat de la cabină. Semnale luminoase indică atît distanța la care se găsesc crapodinele față de poziția lor mediană (din 100 în 100 mm) înălțimea de ridicare a vinciurilor, cît și sensul în care se efectuează această deplasare.

Limitatoare electrice întrerup curentul din circuitul de alimentare a motoarelor cînd s-a atins cursa maximă de 300 mm.

Legături telefonice și radiotelefonice asigură comunicarea între cabine și cu locomotiva.

Pe lîngă acest tip de vagon, Uzina de vagoane — Arad a realizat recent vagoane transportor cu 10 osii, în variantele cu lonjeroane înalte, sau platformă scufundată pentru sarcini utile de 140—145 tf.

Uzina de vagoane din Turnu-Severin execută în mare serie pentru transportul de mărfuri pulverulente, în special ciment, vagonul specializat pe 2 osii de 27 tf sarcină utilă.

Construcția acestui vagon este complet metalică, sudată. Vagonul este prevăzut cu două recipiente verticale de 12,5 m^3 fiecare și înzestrat cu echipament pneumatic. Încărcarea se poate face liber, mecanic sau pneumatic, iar descărcarea numai pneumatic la presiunea de 2 kgf/cm^2.

Caracteristici tehnice : greutatea proprie — 11,5 tf ; sarcina utilă — 27 tf ; viteza de evacuare a amestecului aer + + ciment — 7 m/s ; debitul

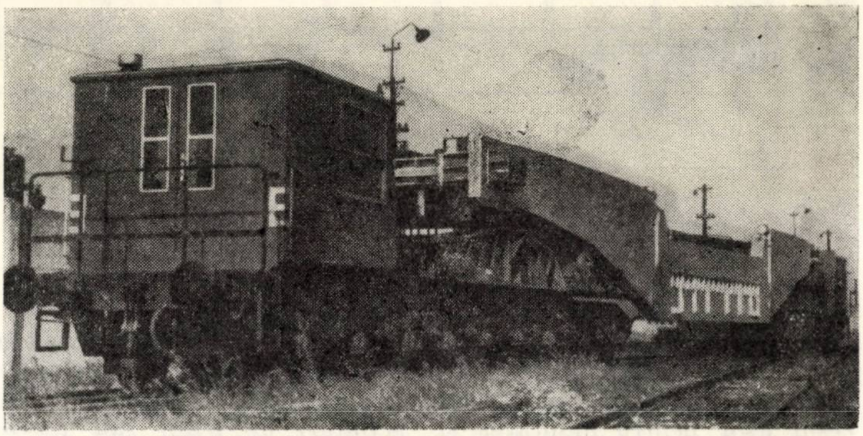


Fig. 7. a Vagon transportor cu 20 osii, 280 tf încărcătură utilă maximă.

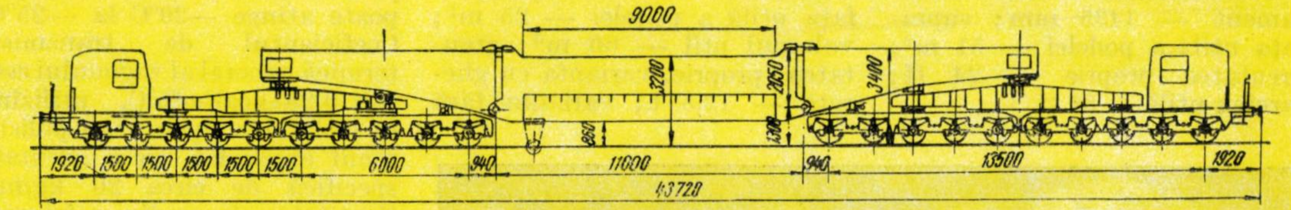


Fig. 7. b. Schema vagonului transportor cu 20 osii, 280 tf încărcătură utilă maximă.

aerului comprimat la intrare în rezervor — 3 m^3/min ; distanţa de descărcare — orizontală — 40 m, verticală — 20 m.

Parcul de vagoane C. F. R. a mai fost dotat cu un mare număr de vagoane de diferite tipuri atît pentru transportul de mărfuri generale, cît şi pentru transporturi specializate, cum sînt : vagoane autodescărcătoare pentru transportat minereu, vagoane conteiner pentru negru de fum, vagoane-cisternă pentru 60 m^3 şi greutate utilă 110 tf, vagoane descoperite de 50 tf sarcină utilă, vagoane pentru transportat şi dozat balast sau piatră spartă etc.

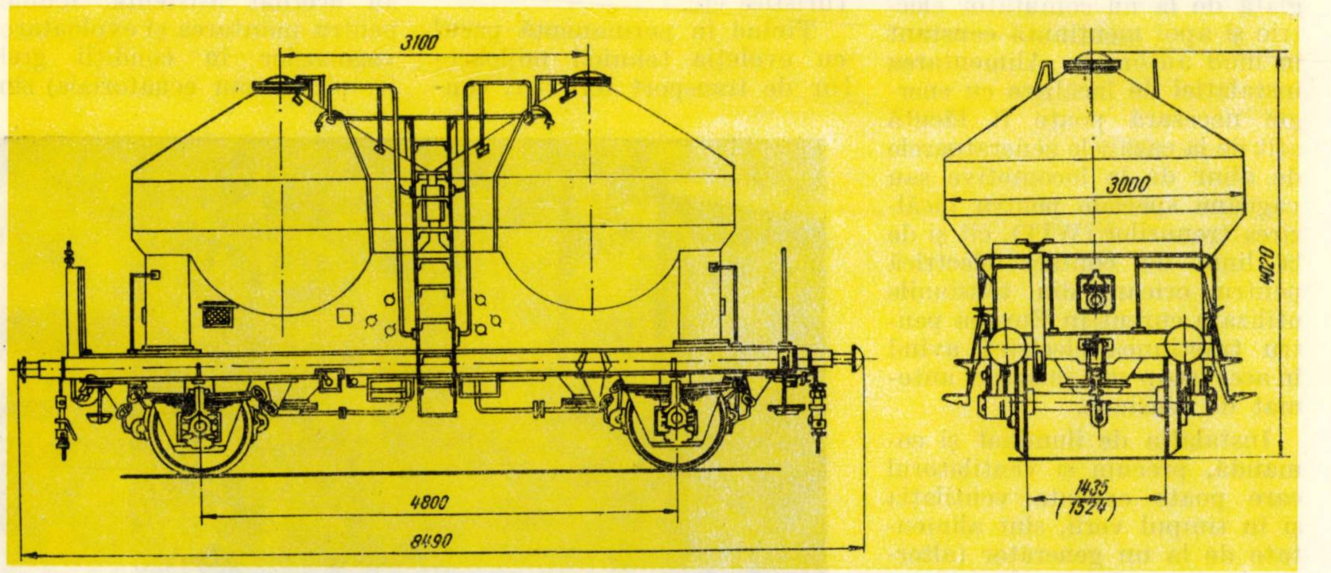


Fig. 8. Vagon special pentru transportat ciment în vrac, pe 2 osii de 27 tf sarcină utilă.

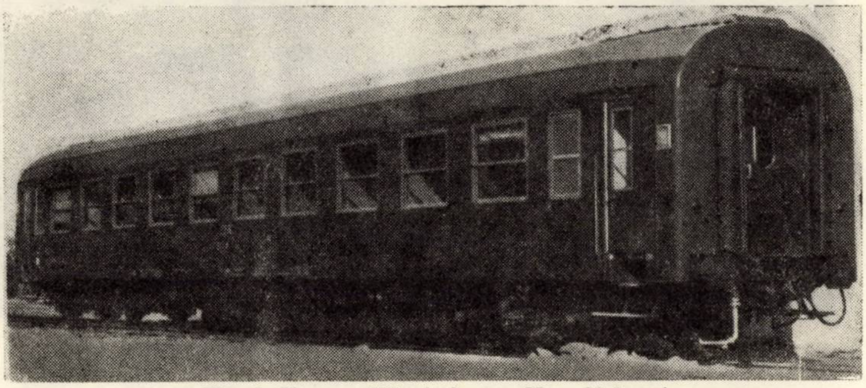


Fig. 9. Vagon călători clasa a II-a, 80 locuri.

Pentru uzinele siderurgice şi metalurgice se realizează vagoane speciale, vagoane-platformă pentru siderurgie de 80 tf, vagoane pentru lingouri, vagoane pentru troci la oţelărie, vagoane pentru transportat zgură în stare fluidă, vagoane pentru transportul fontei lichide etc.

Uzina de vagoane din Arad este şi un furnizor apreciat pentru vagoanele sale destinate traficului de călători. De-a lungul anilor au fost fabricate la fosta uzină Astra diferite vagoane de călători clasa I şi a II-a, vagoane compartimentate şi necompartimentate pentru automotoare şi trenuri rapide de lux, vagoane-restaurant şi vagoane salon, vagoane-dormitor şi alte tipuri de vagoane cu destinaţii speciale. Ultimii ani au consemnat prezenţa pe reţeaua C. F. R. a noului tip de vagoane de călători clasa a II-a realizate prin aplicarea celor mai noi realizări ale tehnicii în acest domeniu (fig. 9).

Vagonul este o construcţie suplă şi modernă, din oţel de înaltă rezistenţă, asigurînd un înalt nivel al confortului, putînd circula în garnituri cu viteza maximă de 160 km/h, în deplină siguranţă, cu posibilitatea de a fi alimentat cu energie pentru instalaţiile sale de la orice fel de sursă de pe reţeaua europeană.

Mersul lin este asigurat prin utilizarea unor boghiuri moderne cu suspensie dublă, prevăzute cu amortizoare hidraulice pentru oscilaţii cu regulatoare centrifugale şi antipatinaj. Izolaţia termică este realizată prin utilizarea polistirenului expandat, iar izolaţia fonică, prin aplicarea pe întreaga construcţie metalică, la interior, a unui mastic antiacustic (reţetă românească).

La realizarea interioarelor confortabile şi cu o linie arhitecturală modernă a contribuit, în mare măsură, utilizarea maselor plastice folosite atît la capitonarea pereţilor, executată cu plăci dublu acoperite cu HDS, la capitonarea canapelelor cu imitaţie de piele şi cauciuc spongios, cum şi a altor amenajări din compartimente şi celelalte spaţii.

Aluminiul, sticla și oțelul inoxidabil își aduc în egală măsură contribuția la crearea unei plăcute armonii interioare.

Instalația de încălzire cu aer condiționat asigură crearea unei atmosfere plăcute prin împrospătarea de circa 20 ori pe oră a aerului din compartimente, a cărui temperatură poate fi reglată de la un comutator electric și apoi menținută constant în mod automat. Alimentarea instalației de încălzire cu energie necesară poate fi făcută atît de la cazanele generatoarele de abur de la locomotive sau vagoane speciale pentru încălzirea trenurilor (WIT), cît și de la linia de contact electrică pentru oricare din tensiunile utilizate curent în Europa pentru tracțiunea electrică avînd în acest scop un selector automat de tensiune.

Instalația de iluminat și comandă, precum și ventilatorul care poate executa ventilația și în timpul verii, sînt alimentate de la un generator (alternator cu redresor de siliciu) antrenat prin ax cardanic de la roată, de o putere de 6,3 kW și 24 V.

Un regulator de tensiune electric asigură buna funcționare a instalației. Vagonul este înzestrat cu o baterie de acumulatoare cu plumb (tip panzer antitrepidant), cu o capacitate de 330 Ah, care dă posibilitatea funcționării vehiculului cu toți consumatorii de energie timp de 5 ore, în staționare.

Curentul continuu de 24 V din rețea este transformat la intrarea în lămpile fluorescente de convertizoarele tranzistorizate în curent alternativ, de 3 000 Hz, 220 V.

Instalația de iluminat compusă din lămpi fluorescente asigură un flux luminos de circa 150 lucși, iluminatul de siguranță fiind asigurat cu lămpi cu incandescență.

În scopul asigurării unui modern parc de vagoane de călători, uzina a proiectat vagonul cl. I cu 54 locuri, vagonul necompartimentat pentru trafic suburban de 110 locuri, vagonul WIT pentru încălzirea trenurilor remorcate de locomotive Diesel.

Se află în fază de studiu, de asemenea, numeroase proiecte destinate să ofere tot mai multe și mai perfecționate mijloace de deservire a circulației feroviare : vagoane-restaurant și bar, vagoane pentru transportul automobilelor, vagoane-cușetă-turistice etc.

Ținînd în permanență pasul cu evoluția tehnicii mijloacelor de transport feroviar, constructorii de vagoane aplică cu consecvență îmbunătățiri de ordin constructiv și tehnologic menite să asigure competitivitatea produselor pe plan mondial.

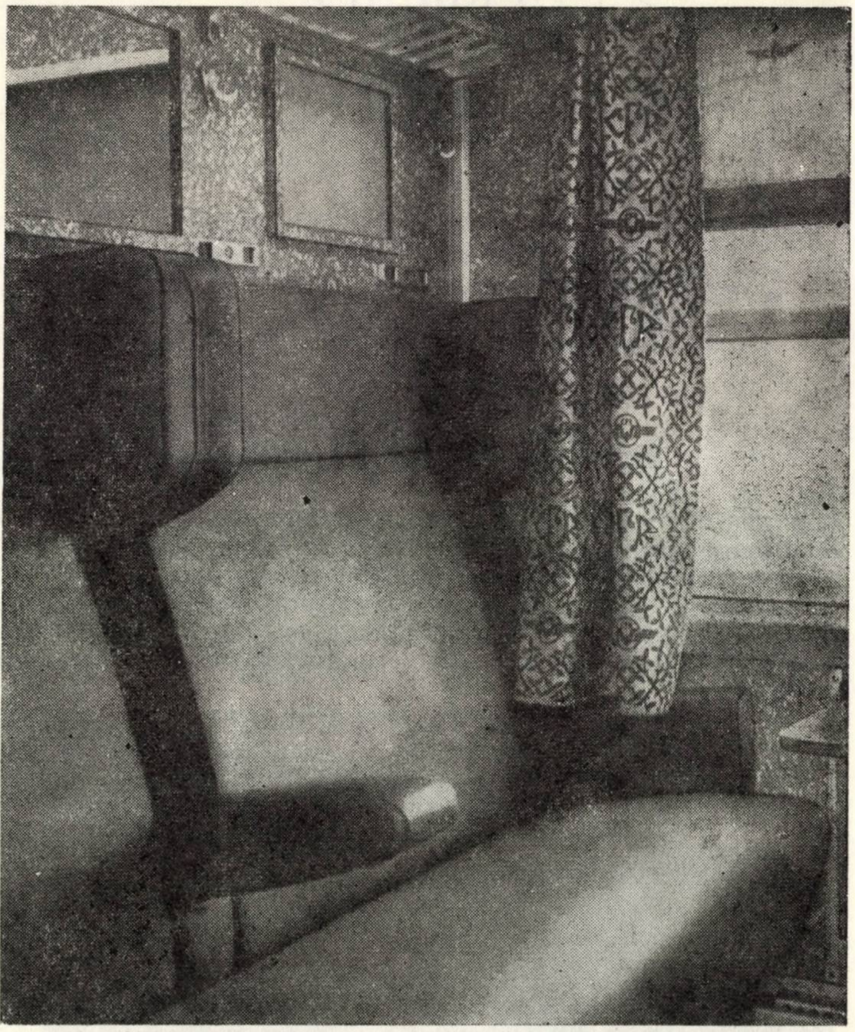


Fig. 10. Interiorul compartimentului vagonului de călători clasa a II-a.

Printre clienții uzinei se numără țări din 4 continente ; R.P.D. Coreea, Egiptul, R.P.U., C. S. R., R. D. G., Polonia, U.R.S.S., R. D. Vietnam, Indonezia, Grecia, Cuba și Iranul sînt țări care au cumpărat un număr important de vagoane românești. Calitatea ireproșabilă, corectitudinea cu care au fost achitate sarcinile contractuale, solicitarea de care au dat dovadă specialiștii uzinelor care au elaborat proiectele sau au acordat asistență tehnică pentru montarea și exploatarea vagoanelor în condiții grele (tropicale sau ecuatoriale) sînt argumente care justifică ridicarea prestigiului an de an.

După cum se poate observa, printre importatori se numără și țări cu o tradiție cel puțin echivalentă cu aceea a Republicii Socialiste România în construcția de material rulant, lucru ce devine explicabil prin prezentarea cîtorva dintre produsele exportate.

Se menţionează astfel, vagonul-cisternă pentru transportat produse petroliere, cu o capacitate de 60 m^3. Vagonul este de construcţie metalică complet sudată. Rezervorul este, de asemenea, în construcţie sudată, rezistînd la o presiune de 4 kgf/cm^2 şi prevăzut cu o supapă de siguranţă reglată la o suprapresiune de 1 kgf/cm^2, de asemenea, dotată cu o serpentină interioară permiţînd ridicarea temperaturii conţinutului (în scopul creşterii fluidităţii), cu ajutorul aburului.

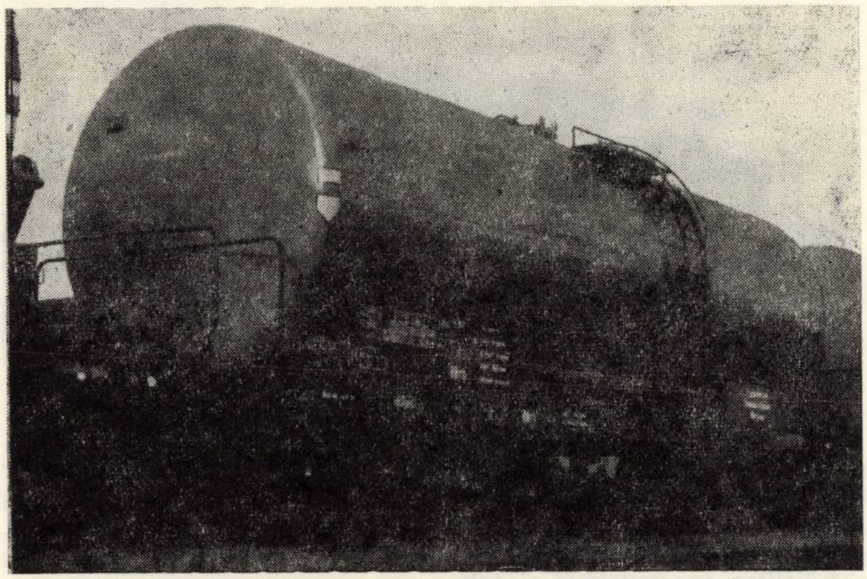


Fig. 11. Vagon-cisternă pentru transportul produselor petroliere.

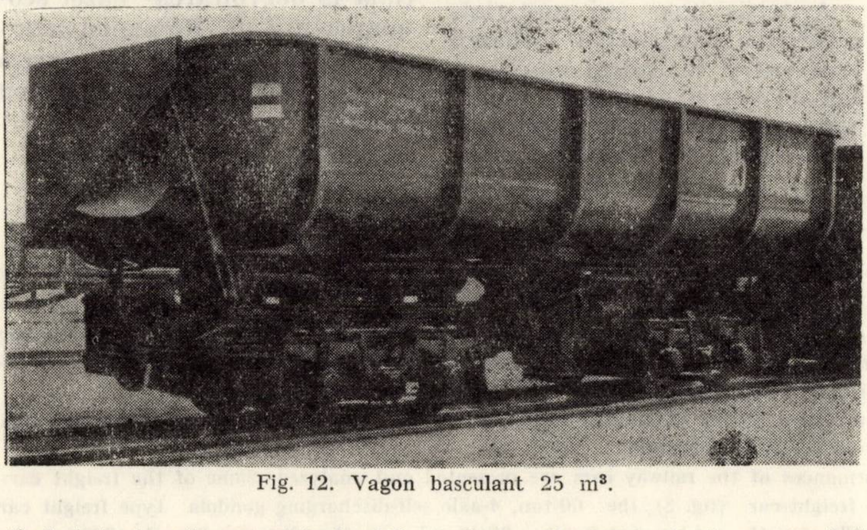


Fig. 12. Vagon basculant 25 m^3.

Caracteristici tehnice: ecartament — 1435 mm; capacitatea — 60 m^3; greutatea proprie — 24 t; raza minimă a curbei în linie curentă — 180 m; viteza maximă — 120 km/h.

Pentru Cuba au fost construite cisterne pentru transportul melasei din trestie de zahăr, prevăzute pentru a circula în condiţiile climatului tropical.

Se mai menţionează vagonul basculant construit pentru ecartamentul de 1435 mm cu o capacitate de 40 m^3 şi o sarcină utilă de 80 tf, sau pentru ecartamentul de 900 mm, cu o capacitate de 25 m^3 şi o sarcină utilă de 50 tf.

Vagonul este destinat transportului sterilului de mină, pămîntului, minereurilor etc., corespunzînd unor condiţii dure de exploatare.

Aparatul de rulare este compus din două boghiuri ce se pot executa fie în construcţie sudată, fie în construcţie turnată.

Cutia vagonului se compune din două părţi: un perete rabatabil şi cutia propriu-zisă. Cutia se sprijină pe şasiu, prin intermediul unor lagăre care îi permit să se încline. În acelaşi timp peretele rabatabil se ridică cu partea inferioară, permiţînd încărcăturii să alunece lateral. Bascularea vagonului este asigurată de o instalaţie pneumatică compusă din conducte, robinete, rezervor şi cilindru de basculare. Rezervoarele sînt alimentate cu aer comprimat la 5 at de la locomotivă.

Vagonul mai este prevăzut cu o instalaţie de încălzire a încărcăturii pentru cazul îngheţării acesteia pe timp de iarnă, precum şi cu o instalaţie de semnalizare şi oprire a vagonului în cazul deraierii.

Viteza maximă admisibilă este de 45 km/h. Greutatea proprie a vagonului cu capacitatea de 40 m^3 este de 34 t, iar a celui de 25 m^3 de 20 t.

Ca siguranţă a basculării neintenţionate serveşte un robinet de izolare a aerului şi un cîrlig de siguranţă. La nevoie, cutia poate fi basculată şi manual.

O altă realizare interesantă pentru export este vagonul transportor-dozator pentru balast sau piatră spartă.

Vagonul este destinat transportului de balast sau piatră spartă fiind necesar construcţiei sau refacerii căii şi este prevăzut cu vane de descărcare şi dozare a pietrei, atît în spaţiul dintre linii cît şi în afara liniei, acţionarea vanelor fiind mecanică şi aflîndu-se pe o platformă, la unul din capetele vagonului.

Vagonul mai este prevăzut cu un dispozitiv de nivelare a balastului la profilul şi înălţimea dorită. Capacitatea vagonului este de 37 m^3 respectiv circa 55 tf.

Greutatea proprie este de circa 25,3 tf. Vagonul se înscrie în curbe cu raza de 150 m, în linie curentă, şi 75 m pe linii de garare şi încrucişări. Viteza maximă este de 120 km/h.

De-a lungul anilor au fost executate diverse tipuri de vagoane corespunzînd condiţiilor de climă şi exploatare ale tuturor paralelelor : vagoane pentru transportul sării, cărbunelui şi cimentului pentru Indonezia, vagoane pentru transportul trestiei de zahăr şi zahărului brut în vrac pentru Cuba, vagoane pentru minereu pentru R.P.D. Coreeană şi R.D. Vietnam etc.

O rodnică şi constantă colaborare cu institutele de cercetări şi de învăţămînt superior au permis să se abordeze şi să se realizeze cu succes o serie de probleme cu aplicare imediată în producţie.

Cu Baza de cercetări a Academiei din Timişoara s-a pus la punct utilizarea oţelurilor slab aliate de înaltă rezistenţă la construcţia elementelor portante, punîndu-se la punct cu această ocazie şi tehnologia de sudare. Cu Institutul de cercetări al căilor ferate s-au făcut o serie de studii de repartizări ale eforturilor în elementele de rezistenţă pe baza măsurătorilor electrotensiometrice efectuate.

O perpetuă atenţie a fost acordată îmbunătăţirii tehnologiei de fabricaţie, criteriu esenţial pentru calitatea produselor.

Pe baza documentaţiei de execuţie elaborate în Uzina de vagoane — Arad s-a pus în funcţie linia automatizată pentru executarea inelelor necesare arcurilor cu fricţiune pentru tampoane şi a inelelor de suspensie la boghiuri completată cu o linie, de asemenea automată, de tratament termic în atmosferă controlată la sablajul modern cu alice dispus în fluxul tehnologic.

Un control de calitate, competent şi exigent asigură recepţia produselor din momentul intrării lor pe poarta uzinelor în timpul diferitelor faze de fabricaţie pînă la recepţia finală, garantînd respectarea tuturor condiţiilor constructive şi tehnologice.

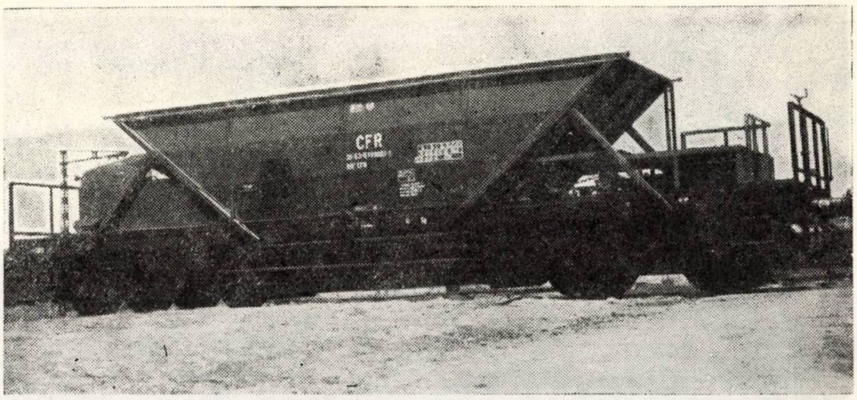


Fig. 13. Vagon transportor-dozator pentru balast sau piatră spartă.

Apariţia unor noi materiale a deschis perspectiva utilizării acestora şi în cadrul construcţiei de vagoane ; este în studiu aplicarea oţelului cu mare rezistenţă mecanică, foarte rezistent la coroziune, introducerea aluminiului şi maselor plastice într-o proporţie tot mai mare şi aplicarea saboţilor de frînă din material plastic.

Noile procedee tehnologice ca vopsirea electrostatică diferitele procedee de turnare, prelucrare la cald şi sudare vor deveni procedee curente de fabricaţie.

Expresie a susţinutei politici de industrializare a ţării prin dezvoltarea şi utilarea vechilor întreprinderi, precum şi prin ridicarea de noi obiective, construcţia de material rulant contribuie într-o măsură substanţială la dezvoltarea bazei economice a R. S. României determinînd participarea ei într-o măsură tot mai mare în cazul schimburilor economice internaţionale.

Achievements in freight car building

Rolling stock production is one of the oldest sectors in Romania's machine building industry. This old standing industry supplying first class products home and abroad is based on a series of specialized enterprises out of which the „Arad Railway Car Works" has an 80% share in the present freight and passsenger car output.

The paper presents the evolution of the global production along the 1948—1968 span (fig. 1) and the evolution of labour productivity along the same period at the Arad works.

The technical features and performances of the railway cars are presented and analyzed. Some of the freight cars are described : the covered 4-axle 60-ton freight-car (fig. 3) ; the 60-ton, 4-axle self-discharging gondola type freight car (fig. 4) ; the 56-ton uncovered freight car (fig. 5) ; the refrigerated 2-axle, 37/42 m^3 car (fig. 6) ; the 20-axle, 280-ton car (fig. 7) ; the special 2-axle 27-ton useful load car designed for the transport of cement in bulk (fig. 8).

From among the passenger cars in current fabrication according to the latest gains of technique the author describes the Second Class car seating 80, 160 km/h maximum speed, equipped with thermal and sound absorption and air conditioning installations (fig. 9), the First Class 54-seat car and the 110-seat car designed for sub-urban transport.

The products of Romanian rolling stock industry are exported to many countries in four continents, their design and buid enabling them to run in any climate.

Out of the special-type cars tendered for export the paper mentions : the 60 m³ tank car intented for the transportation of light hydrocarbons (fig. 11), tank cars designed to transport sugar cane molasses, the 80 and 50-ton tipping cars (fig. 12) and the ballast of crushed stone transport car (fig. 13).

Réalisations dans le domaine de la construction des wagons

La construction de matériel roulant représente un des plus anciens secteurs de la construction de machines de Roumanie. L'industrie qui a une riche tradition et des réalisations de premier ordre, appréciées sur le marché interne et sur le marché international, a pour base une série d'entreprises spécialisées, parmi lesquelles l'Usine de wagons d'Arad concentre la plus grande partie (80%) de la production actuelle de wagons.

Dans l'article on met en évidence l'évolution de la production globale pendant la période 1948—1968 (fig. no. 1) ainsi que l'évolution de la productivité du travail au cours de la même période (fig. no. 2) dans le cadre de l'usine mentionnée.

On présente ensuite et on analyse du point de vue de l'organisation et des caractéristiques, une série de réalisations concernant les performances dans le domaine de la construction de wagons.

Ainsi, on présente quelques types de wagons destinés au transport des marchandises générales : le wagon de marchandises recouvert, sur quatre essieux, ayant une capacité utile de 60 tf (fig. no. 3) ; le wagon de marchandises type gondole, à autodéchargement, sur quatre essieux, ayant une charge utile de 60 tf (fig. no. 4) ; le wagon plateforme pour presses longues, de 56 tf (fig. no. 5) ; le wagon frigorifique sur deux essieux, avec un volume utile de 37/42 m³ (fig. no. 6) ; le wagon transporteur à 20 essieux, 280 tf charge utile (fig. no. 7) et le wagon spécial pour le transport du ciment, sur deux essieux, ayant une charge utile de 27 tf (fig. no. 8).

Parmi les wagons de passagers en cours de fabrication caractérisés par l'application des réalisations les plus récentes de la technique dans le domaine respectif, on mentionne le wagon de passagers de seconde classe, à 80 places, 160 km/h vitesse maxima, pourvu d'isolation thermique et phonique spéciale, air conditionné etc. (fig. no. 9) ; le wagon de première classe à 54 places et le wagon non-compartimenté pour le trafic suburbain, à 110 places.

Les produits de l'industrie roumaine pour la construction des wagons sont exportés dans les pays de quatre continents ; ils sont construits selon des projets élaborés spécialement pour pouvoir être exploités dans différentes conditions climatiques. Parmi les wagons de type spécial, réalisés en vue de l'export, on mentionne : le wagon cisterne pour le transport des produits pétroliers, de 60 m³ (fig. no. 11) ; le wagon cisterne pour le transport de la mélasse obtenue à partir de la canne à sucre ; le wagon basculant de 80 tf et 50 tf (fig. no. 12) charge utile ; le wagon transporteur-dosateur pour le ballast et pour la pierre broyée (fig. no. 13).

Leistungen im Bereich des Waggonbaus

Der Bau von rollendem Material bildet eine der ältesten Sparten des Maschinenbaus in Rumänien. Dieser Industriezweig, der auf eine reiche Tradition und erstrangige Leistungen zurückblickt, die im In-und Ausland geschätzt sind, beruht auf einer Reihe von Fachbetrieben, von denen das Waggonwerk in Arad den grössten Anteil (80%) der gegenwärtigen Waggonproduktion erstellt.

Der Verfasser umreisst die Entwicklung der Bruttoproduktion in der Zeitspanne 1948—1968 (Abb. 1) wie auch die Steigerung der Arbeitsproduktivität in der gleichen Periode (Abb. 2) im Rahmen des erwähnten Werkes.

Fortfahrend werden vom Standpunkt der Einrichtungen und Charakteristiken eine Reihe von Leistungsserrungenschaften im Waggonbau dargelegt und analysiert.

Von den Waggontypen für die Beförderung allgemeiner Güter werden folgende Baumodelle beschrieben : vierachsiger gedeckter Güterwagen mit einer Nutzladefläche von 60 tp (Abb. 3) ; Gondelwagen mit Selbstentleerung auf vier Achsen mit einem Nutzladeraum von 60 tp (Abb. 4) ; bordloser Wagen für lange Werkstücke von 56 tp (Abb. 5) ; zweiachsige Kühlwagen mit 37/42 m³ Nutzraum (Abb. 6) ; Grossgüterwagen auf 20 Achsen mit 280 tp Nutzladefläche (Abb. 7) und Sonderwagen für den Zement-transport auf zwei Achsen mit einem Nutzraum von 27 tp (Abb. 8).

Von den, im Fabrikationsprogramm stehenden Personenwagen, die sich durch die Anwendung der neuesten Errungenschaften der Technik im entsprechenden Bereich auszeichnen, werden der Wagen 2. Klasse mit 80 Plätzen für 160 km/St Höchstgeschwindigkeit mit Wärme-und Schallisolation, Klimaanlage usw. (Abb. 9), der Personenwagen I. Klasse mit 54 Plätzen und der abteillose Wagen für Vorstadtverkehr mit 110 Plätzen beschrieben.

Die Erzeugnisse der rumänischen Waggonbauindustrie werden in Länder aus vier Kontinenten exportiert und werden für den Einsatz unter verschiedenen klimatischen Verhältnissen entwickelt und gebaut. Von den Wagen, die für den Export in Sonderausführung gebaut werden, sind folgende Typen erwähnt : Kesselwagen für Erdölerzeugnisse von 60 m³ (Abb. 11) ; Kesselwagen für die Beförderung von Zuckerrohrmelasse ; Kippwagen von 80 tp und 50 tp Nutzlast (Abb. 12) und Transport- und Dosierwagen für Schotter und Steinschlag (Abb. 13).

Достижения в области вагоностроения

Строительство подвижных составов является одним из наиболее старых секторов машиностроения в Румынии. Промышленность с богатой традицией и высокими достижениями, пользующимися оценкой в стране и зарубежом, состоит из ряда специализированных предприятий, из которых вагоностроительный завод в гор. Араде концентрирует наибольшую часть (80 %) актуальной продукции вагонов.

В статье отмечается эволюция валовой продукции за период 1948—1968 гг. (рис. 1), а также эволюция производительности труда в этом периоде (рис. 2) в рамках упомянутого завода.

В продолжение излагается и анализируется ряд более важных достижений в области вагоностроения.

Итак, из типов вагонов, предназначенных для перевозки товаров общего характера, представлены: крытый товарный вагон, четырехосный, полезной вместительностью 60 тс (рис. 3); товарный вагон типа гондола, саморазгружающийся, четырехосный, полезной нагрузкой в 60 тс (рис. 4); вагон-платгформа для длинных прессов, в 56 тс (рис. 5); двухосный вагон-холодильник, полезной емкостью 37/42 м^3 (рис. 6); вагон-транспортер 20-тиосный, полезной нагрузкой 280 тс (рис. 7) и специальный вагон для транспорта цемента, двухосный, полезной нагрузкой 27 тс (рис. 8).

Из пассажирских вагонов в стадии производства, характеризующихся применением наиболее новых достижений техники в данной области, отмечается пассажирский вагон 2-го класса, на 80 мест, с максимальной скоростью 160 км/час, предусмотренный специальной термо- и звукоизоляцией, кондиционированным воздухом и т. д. (рис. 9); вагон I-го класса на 54 места и общий вагон для пригородных передвижений, на 110 мест.

Изделия румынской вагоностроительной промышленности экспортируются в страны четырех материков, при специальном проектировании и конструции для эксплуатации в различных климатических условиях. Из вагонов специального типа, произведенных для экспорта отмечаются: вагон-цистерна для нефтепродуктов, в 60 м^3 (рис. II); вагон-цистерна для перевозки мелассы из тросникового сахара; опрокидный вагон в 80 тс и 50 тс (рис. 12) полезной нагрузки; вагон транспортер-дозатор для балласта и щебня (рис. 13).

CZ 629.12 (109) (498)

DEZVOLTAREA INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR NAVALE ÎN ROMÂNIA

Ing. George CONSTANTIN
M. I. C. M.

Industria navală din ţara noastră, dezvoltată rapid ca şi restul industriei construcţiilor de maşini, corespunde în prezent atît necesităţilor de dotare ale flotei noastre cît şi extinderii exportului de nave.

Datorită creşterii producţiei industriale şi agricole, circulaţia mărfurilor şi relaţiile comerciale cu alte ţări au sporit continuu. Necesităţile legate de creşterea volumului de transport, eficienţa economică şi siguranţa navigaţiei au impus dezvoltarea flotei proprii de transport şi efortul continuu în căutarea unor soluţii la cel mai înalt nivel tehnico-ştiinţific atît în ce priveşte tipurile şi caracteristicile navelor cît şi organizarea corespunzătoare a fabricaţiei. Un factor care a influenţat pozitiv dezvoltarea construcţiilor navale în şantierele noastre, a fost şi este exportul de nave care prezintă un capitol însemnat din exportul industriei construcţiilor de maşini, fiind în continuă creştere numărul ţărilor care au în dotarea flotei, nave de construcţie românească.

Industria construcţiilor navale din ţara noastră cuprinde 6 şantiere navale, profilate astfel:

— Şantierul Naval Galaţi pentru construcţii noi de nave maritime între 4 500—20 000 tdw;

— Şantierul Naval Turnu-Severin, Şantierul Naval Brăila şi Şantierul Naval Olteniţa pentru construcţii noi de nave maritime pînă la circa 2 000 tdw, nave fluviale pînă la 5 000 tone capacitate de transport şi nave tehnice de diferte categorii;

— Şantierul Naval Constanţa pentru reparaţii de nave maritime pînă la 35 000 tdw de construcţii noi;

— Şantierul Naval Giurgiu pentru reparaţii şi construcţii noi de nave fluviale.

Pentru întregirea sectorului construcţiilor navale, acesta a primit în coordonare şi Uzina mecanică navală Galaţi, profilată pentru utilaj şi mecanisme navale.

Activitatea de concepţie şi cercetare este asigurată în primul rînd de Institutul de cercetare şi proiectare pentru construcţii navale din Galaţi, înfiinţat în anul 1967. La nivelul necesităţilor uzinelor, această activitate se desfăşoară în cadrul serviciilor de concepţie proprii.

Şantierul Naval Galaţi, înfiinţat în anul 1897 ca întreprindere particulară, a căpătat o dezvoltare deosebită după eliberare. Dacă în perioada 1897—1944 în acest şantier s-au construit 127 ambarcaţii mici, în perioada 1944—1965 numărul navelor livrate este de 433, dintre care multe remorchere pînă la 1 200 CP, motonave de 2 000 tf şi cargouri de 4 500 tdw. În prezent, calele şi cheiul de armare sînt dotate cu macarale între 10 şi 40 tf, iar producţia globală realizată în 1965 a fost de patru ori mai mare decît cea realizată în anul 1950. Pentru anul 1970 ritmul de dezvoltare va asigura creşterea producţiei de 2,5 ori faţă de anul 1965. Actualele dotări fac ca şantierul să fie profilat pe construcţia de nave maritime de transport între 3 500 şi 20 000 tdw cu o capacitate de producţie anuală de 70 000—85 000 tdw.

Şantierul Naval Turnu-Severin, înfiinţat în anul 1858 pentru repararea flotei fluviale în sectorul Porţile de Fier, trece după anul 1944 la construcţii noi de complexitate din ce în ce mai mare, în prezent în programul său de fabricaţie fiind cargouri maritime între 600 şi 2 000 tdw, şalande fluviale şi maritime propulsate pînă la 500 m³ etc.

Şantierul Naval Olteniţa este un şantier nou dezvoltat în ultimii 25 de ani, care a ajuns să construiască într-un ritm foarte rapid motonave fluviale şi de lacuri pînă la 5 000 tdw, nave de pasageri fluviale pînă la 300 de locuri, drăgi maritime cu cupe de 400 m^3/h, remorchere pînă la 2 500 CP, dintre care se menţionează remorcherul salvator — spărgător de gheaţă de 2 200 CP cu propulsie diesel-electrică.

Şantierul Naval Brăila, înfiinţat în anul 1939, reorganizat şi reutilat în perioada de după 1947, a ajuns ca să-şi tripleze producţia în 1965 faţă de 1950 trecînd de la reparaţii şi construcţii de nave simple fluviale, la construcţii noi de complexitate crescută, ca remorchere maritime portuare de 1 200 CP cu un înalt grad de automatizare, împingătoare de 1 600 CP, drăgi refulante etc.

Şantierul Naval Constanţa, amplasat în acvatoriul portului înfiinţat în anul 1908, a fost destinat lucrărilor de reparaţii pentru navele maritime, căpătînd treptat utilări corespunzătoare şi ajungînd în prezent să fie dotat cu un doc plutitor de 8 000 tf forţă de ridicare şi un alt doc plutitor de construcţie modernă cu capacitate de ridicare de 15 000 tf, intrat în dotarea şantierului în anul 1966. Utilajele moderne şi înalta specialitate a personalului asigură efectuarea tuturor lucrărilor de reparaţii, modernizări și transformări pentru nave pînă la circa 35 000 tdw. În ultimul timp s-a dezvoltat în cadrul șantierului și activitatea de construcții noi, în prezent construindu-se cargouri pentru transportat cherestea de 1 900 tdw.

Șantierul Naval Giurgiu a luat ființă în anul 1897 și s-a dezvoltat ca șantier de reparații pentru nave fluviale trecînd în ultimii ani și la construcții noi de remorchere fluviale pînă la 500 CP, stații de pompare plutitoare etc.

Uzina mecanică navală-Galați, profilată după anul 1961 ca uzină de utilaj naval, și-a început activitatea din 1870 ca uzină pentru reparații de vagoane. În prezent construiește o gamă largă de mecanisme de punte, capace metalice pentru gurile de magazii după licență Mak Gregoor, fabrică în serie armături navale etc.

În ultimii 25 de ani industria construcțiilor de nave din România a înregistrat creșteri spectaculoase cu un ritm de dezvoltare mai accentuat în special în actualul cincinal.

În graficul alăturat (fig. 1) este prezentată creșterea procentuală a valorii producției globale a sectorului naval — luînd ca bază producția anului 1950 — în paralel cu variația procentuală a numărului de muncitori și a productivității. Este prezentată de asemenea evoluția exportului de nave.

Din grafic rezultă că în perioada 1950 pînă în 1965 producția globală a crescut cu circa 500%, iar în actualul cincinal se va ajunge ca producția anului 1970 să fie de peste două ori cît producția anului 1965. În ultimii ani, numai creșterea de producție de la un an la altul echivalează cu producția globală a anului 1950.

Această dinamică de dezvoltare, comparată cu creșterea relativ scăzută a numărului de muncitori, demonstrează faptul că la baza progreselor în industria noastră navală stau creșterile productivității, măsurile de dotare și permanenta preocupare pentru extinderea mecanizării și automatizării, pentru perfecționarea proceselor tehnologice.

Șantierele au fost dotate cu mijloace de ridicat și transportat, cheiuri de armare, cale de construcție și lansare, hale utilate modern etc. și graficul de mai sus oglindește eficiența acestor investiții.

Extinderea gradului de mecanizare poate fi exemplificat prin creșterea continuă a volumului de manipulări mecanizate care este de aproape zece ori mai mare decît cel din anul 1955 (fig. 2). O evoluție mult mai rapidă o are gradul de extindere a sudării automate și semiautomate, la care metrii liniari de sudură prin aceste procedee depășesc în prezent de 20 ori valorile înregistrate în 1955.

Gradul de mecanizare a operațiilor de sudare ajunge la peste 40% din lungimea totală a cordoanelor de sudură.

Pentru sudura tablelor de grosimi mai mici, se asigură sudura pe amîndouă părțile dintr-o singură trecere, pe standuri electromagnetice flexibile, proiectate și executate în țară, de o construcție originală brevetată. Pentru grosimi mai mari se utilizează sudarea automată, fără prelucrarea marginilor.

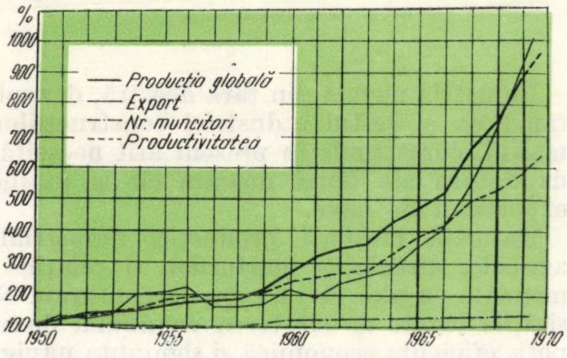


Fig. 1

S-a introdus și extins sudarea în mediu protector de bioxid de carbon, pentru care colectivul șantierului naval Galați a realizat și brevetat un tip de instalație foarte apreciată, cu redresor cu plăci din seleniu și cu un dispozitiv electro-magnetic de automatizare și comandă a avansului sîrmei-electrod și a debitului și încălzirii gazului.

În construcțiile din aliaje de aluminiu s-a introdus și extins sudarea în mediu de argon.

În ce privește procedeele conexe sudurii, s-a introdus și extins debitarea prin tăierea mecanizată cu flacără oxiacetilenică pe mașini automate și semiautomate, un deosebit randament obținîndu-se prin mașinile speciale automate de debitat autogen cu comandă electronică, prin copiere la scară, direct după clișeele furnizate de trasajul optic, la scara 1 : 100. De asemenea, pentru eliminarea efortului fizic și a zgomotului, la craițuirea tablelor de grosimi mari se folosește metoda de craițuire electropneumatică.

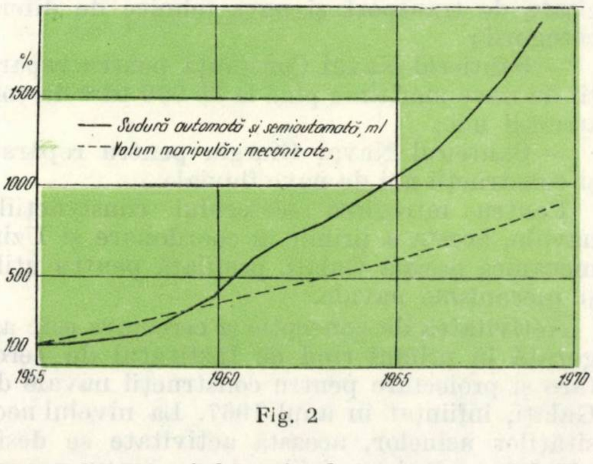


Fig. 2

Pe linia mecanizării se menţionează şi instalaţiile complet automatizate pentru curăţarea de ţunder şi pasivizarea laminatelor, care sînt proiectate şi realizate în ţară.

Şi în domeniul trasajului formelor corpului care în sistemul clasic se executa în mărime naturală, prin dotarea cu aparatură modernă s-a trecut la trasajul la scara 1 : 1 pe planşete de desen, vechile şabloane din material lemnos sau tablă fiind înlocuite printr-o tehnică adecvată cu clişee faţă de scara 1 : 100 care prin proiecţie în turnul optic de trasaj permit însemnarea mult mai rapidă şi corectă a tablelor sau, în cazul folosirii maşinii electronice de debitat automat, elimină complet operaţiile intermediare.

Pentru fasonarea tablelor groase cu curburi în spaţiu, s-a însuşit tehnica deformării prin încălzire liniară, înlocuind munca grea de formare prin ciocănire sau la prese mari hidraulice, prin încălzire urmată de o răcire cu jet de apă, după linii trasate corespunzător.

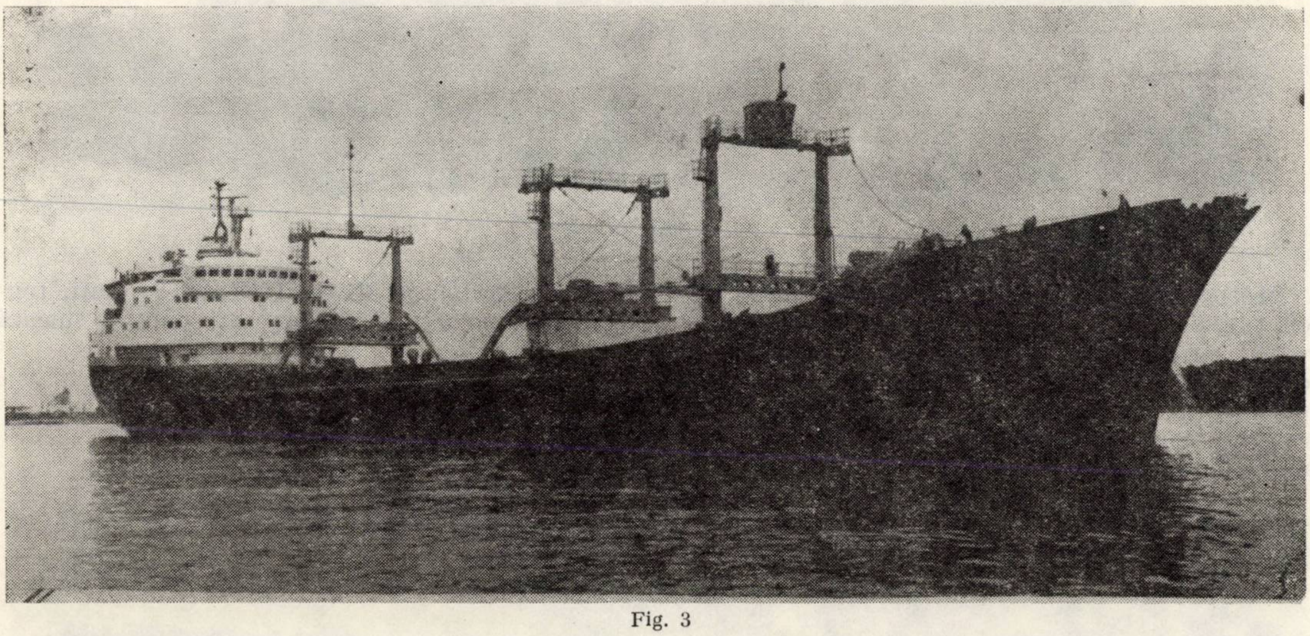


Fig. 3

În tehnologia de asamblare a corpurilor navelor se aplică metoda bloc-secţiilor saturate, lărgind frontul de lucru şi scurtînd ciclurile de fabricaţie.

Trebuie menţionat că toată dezvoltarea tehnico-economică prezentată mai sus a fost însoţită şi susţinută de un efort corespunzător al compartimentului de concepţie prin proiectarea şi asimilarea de noi tipuri de nave cu tehnicitate şi complexitate sporită, cu performanţe din ce în ce mai mari.

În continuare se prezintă cîteva dintre tipurile mai reprezentative de nave ce se construiesc în prezent în şantierele noastre.

Astfel mineralierul de 12 500 tdw cu o singură punte continuă, teugă, 5 magazii, avînd suprastructura şi compartimentul de maşini amplasate la pupa, apare în figura 3.

Nava este destinată transportului de minereu de fier, apatită şi încărcăturilor în colete cu volum specific de 2—3 m³/tf pe rutele Orientului Îndepărtat sau Americii de Sud, cu intrare pe Dunărea maritimă la pascajul limitat de 7,00 m avînd o încărcătură de 10 200 tdw.

Dimensiuni şi caracteristici principale:

lungimea maximă	151,50 m;
lungimea între perpendiculare	L_{pp} = 140,75 m;
lăţimea	B = 19,70 m;
înălţimea de construcţie	H = 10,70 m;
pescaj	T = 7,93 m;
deadweight la pescaj maxim	12 500 tdw
viteza de probă:	
— la pescajul de 7,00 m	circa = 15 Nd
— la pescajul de 7,93 m	circa = 14,7 Nd;
autonomia	= 16 000 Mm
capacitatea magaziilor pentru minereu nerujat	= 7 731 m³;
mărfuri generale	= 8 336 m³;
echipaj	= 50+10 locuri.

Construcţia corpului navei în partea centrală este în sistem longitudinal, iar în partea prova şi pupa în sistem transversal. Dimensiunile elementelor principale ale corpului corespund prescripţiilor L'loyds Register şi Registrului Maritim U.R.S.S. pentru pescajul de 7,93 m.

La construcţia corpului navei s-a folosit pentru elementele principale, oţel slab aliat.

În regiunea magaziilor, ramele gurilor de magazii sînt continue şi se prelungesc sub punte sub forma unui dublu bord, formînd tancuri de balast laterale şi superioare. Dublul fund înălţat cuprinde în zona centrală tancurile de combustibil.

Forma magaziilor este astfel aleasă încît să permită autostivuirea minereului.

Suprastructura navei amplasată la pupa, deasupra compartimentului maşini, are 5 etaje. Nava este utilată cu instalaţie de încărcare electrohidraulică, formată din 5 macarale cu cîrlig şi graifăr, cu capacitate de ridicare 5 tf fiecare.

Pentru îmbunătăţirea manevrabilităţii navei pe fluvii la viteze mici şi în porturi, nava este dotată cu o instalaţie de cîrmă activă tip Pleuger.

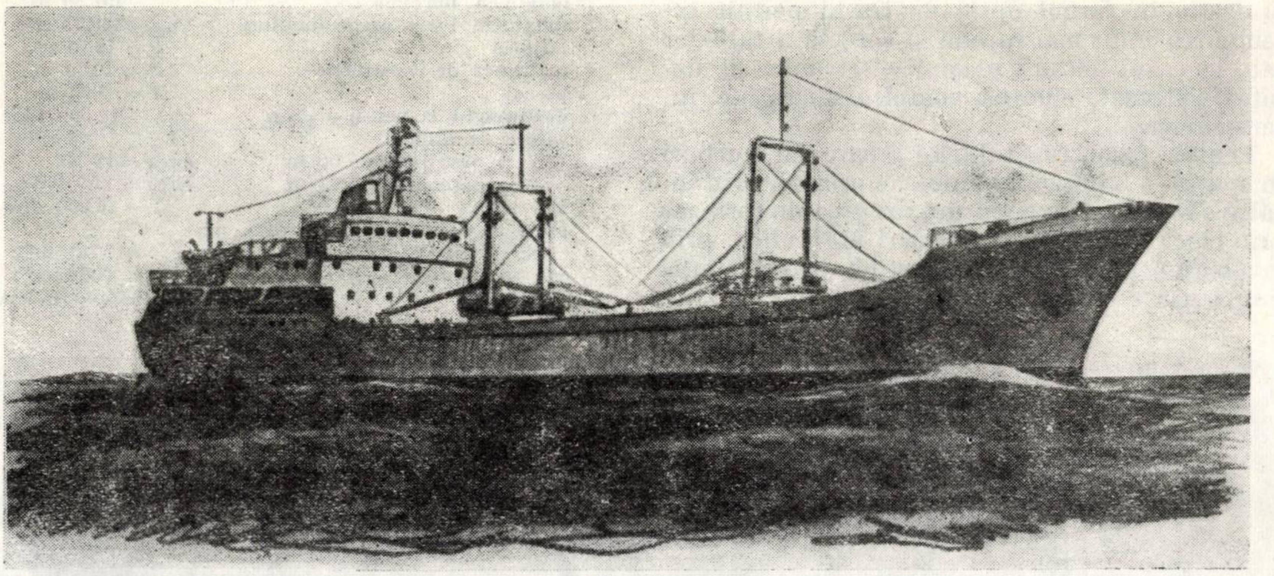


Fig. 4

Motorul principal (Sulzer 6RD68 de 7200 CP cu turaţia nominală de 135 rot/min) este prevăzut cu comandă de la mică distanţă dintr-o cabină izolată fonic unde este de asemenea amplasată aparatura de control şi măsură a generatoarelor şi celorlalte instalaţii din compartimentul maşinii.

Uzina navei cuprinde 3 generatoare de curent alternativ a cîte 400 kVA şi un generator de avarie de 65 kVA. Două caldarine din care una de utilizare a gazelor de evacuare asigură debitul de abur necesar.

Cargou pentru mărfuri generale de 3200/4500 tdw. Cargoul este destinat transportului de mărfuri generale — în baloturi sau în vrac — utilaj industrial, cherestea în magazii şi pe punte. Nava este de tip shelterdeck în conformitate cu regulile de tonaj IMCO—1964, cu 2 punţi, teugă, suprastructură şi compartiment de maşini la pupa.

Dimensiuni şi caracteristici principale :

lungimea maximă	105,6 m ;
lungimea între perpendiculare	92,7 m ;
lăţimea maximă	14,8 m ;

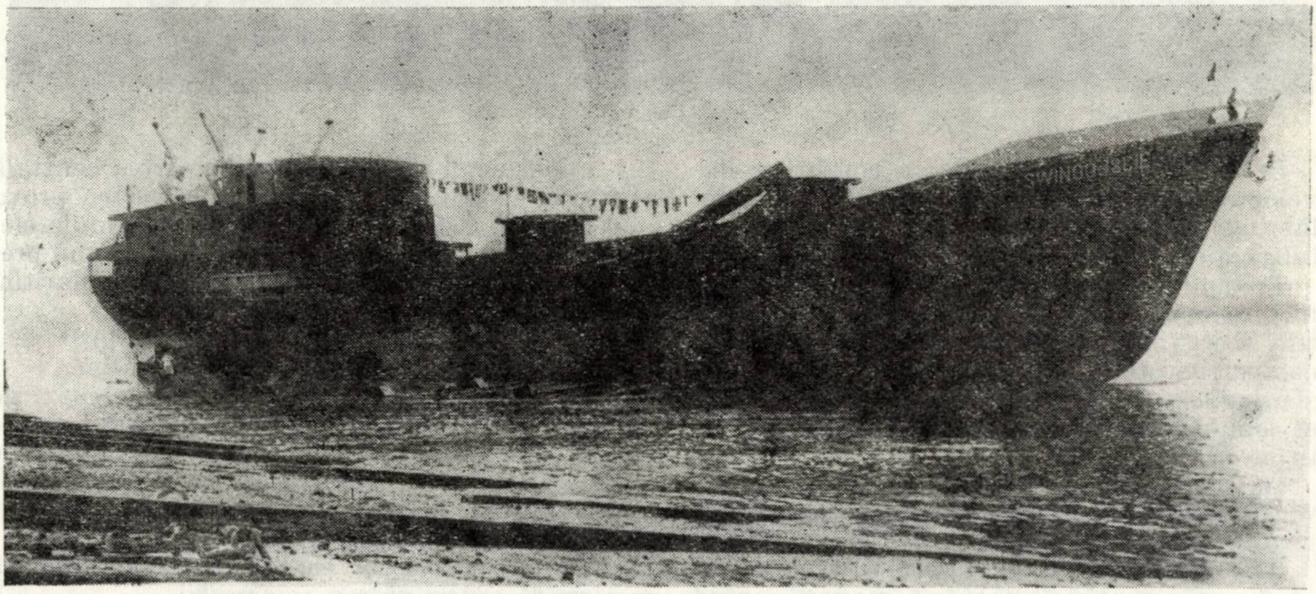


Fig. 5

înălţimea de construcţie	8,5 m ;
pescaj	5,65/6,8 m ;
deadweight	3200/4500 tdw ;
puterea motorului principal	3000 CP ;
turaţia elicii	210 rot/min ;
viteza	14/13,4 noduri ;
autonomia	6000—8500 Mm ;
tonaj	2458/3322 BRT

Nava este prevăzută cu cele mai moderne dotări : macarale electrohidraulice de 3/5 tf, capace metalice cu acţionare hidraulică etc.

Cargou de mărfuri generale de 1500/2000 tdw. Cargoul destinat transportului de mărfuri generale are trei magazii, din care una cu o capacitate de 425 m^3 este prevăzută cu instalaţii frigorifice.

Cargoul are două punţi, iar gurile de magazii se închid cu capace metalice etanşe acţionate hidraulic. Suprastructura se execută din hidronal.

Caracteristici principale :

lungimea maximă	L = 86,00 mm ;
lungimea între perpendiculare	L_{pp} = 78,37 m ;
lăţimea	B = 12,40 m ;
înălţimea bordului	H = 7,05 m ;
pescajul vanei	T = 4,50/5,10 m ;
deadweight — pentru nava deschisă	DW = 1 520,00 tf ;
— pentru nava închisă	DW = 1 990,00 tf ;
motorul (Sulzer TAD 48)	N_e = 2250 CP, n = 225 rot/min ;
viteza la probe	v = 14,3 Nd ;
autonomia	= 3 000 Mm ;
echipajul + pasageri	= 26+6 persoane.

În compartimentul maşinilor sînt amplasate de asemenea 3 grupuri generatoare de 150 kVA.

Nava are o instalaţie frigorifică cu trei compresoare de 28 000 kcal/oră pentru răcirea aerului în magazia de mărfuri şi o instalaţie cu 2 compresoare de 3800 kcal/oră pentru camera de provizii.

Cargoul pentru transportat cherestea de 1900 tdw. Nava este destinată pentru transportul mărfurilor generale şi încărcăturilor lemnoase. De asemenea, mai poate transporta în magazii materiale uşor inflamabile şi uşor combustibile ca : bumbac, iută etc.

Nava are o singură punte, o teugă, trei magazii amplasate în zona centrală, iar compartimentul maşinii şi suprastructura amplasate la pupa.

Regiunea de navigaţie este nelimitată, nava putînd fi exploatată în regiunile nordice, temperate şi la tropice.

Tancurile de combustibil, ulei, apă dulce şi de spălat asigură navei o rază de acţiune de 4 000 mile. Pe lîngă aceasta nava mai are posibilitatea de a primi o rezervă suplimentară de combustibil în tancurile mixte pentru mărirea razei de acţiune la 5 000 mile.

La construcţia corpului navei sînt utilizate oţeluri slab aliate şi oţeluri carbon calmate.

Caracteristici :

lungimea maximă	L_{max} = 79,42 m ;
lungimea între perpendiculare	L_{pp} = 71,21 m ;
lăţimea	B = 11,90 m ;
înălţimea de construcţie	H = 5,65 m ;
pescaj	4,90 m ;
deadweight	DW = 1600/1900 tdw ;
volumul magaziilor pentru mărfuri în vrac	V = 2620,00 m^3 ;
viteza la probe	v = 11,6 Nd ;
echipajul + pilotul	= 27 persoane.

Motonava fluvială de 500 tf. Motonava fluvială de 5000 tf cu o punte, două magazii, compartiment de maşini, încăperi de locuit şi de serviciu în pupa navei este destinată transporturilor de masă pe fluvii, canale navigabile şi lacuri, pentru navigaţie pe hulă, cu limitarea zonei după înălţimea valurilor pînă la 2,5 m.

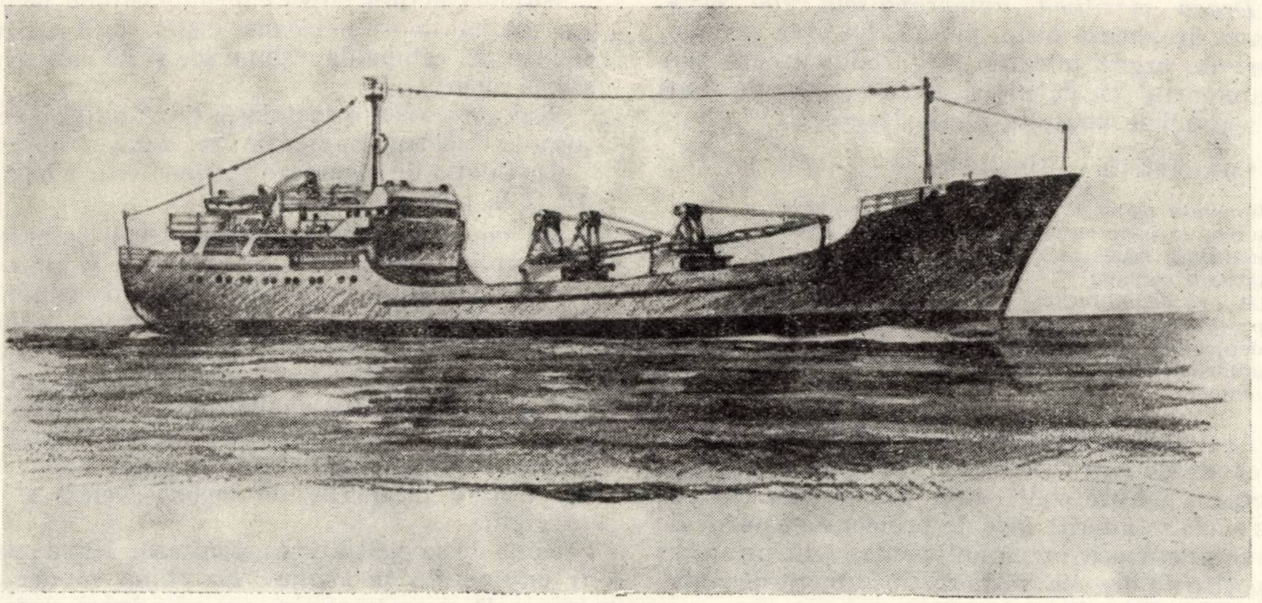


Fig. 6

Este prevăzută cu întărituri pentru exploatarea în gheţuri.

Caracteristici principale:

lungimea maximă	L_{mnx} = 138,30 m ; ;
lungimea între perpendiculare	L_{pp} = 135,00 m ;
lăţimea	B = 16,50 m ;
pescaj	T_{max} = 3,53 m ;
încărcătură utilă	5000 t ;
viteza navei cu plină încărcătură	20 Km/oră ;
autonomie	15 zile ;
motoarele principale	2×900 CP, 375 rot/min ;
echipaj	= 16 persoane.

Motonava prezintă un înalt grad de automatizare, avînd asigurată comanda de la distanţă şi permiţînd exploatarea fără cart permanent în compartimentul maşinii.

Dintre proiectele în lucru se poate aminti despre *carbonierul de 15 000 tdw* care, în paralel cu elaborarea fazelor de proiect tehnic şi de execuţie, se prelucrează în continuare pentru universalizarea posibilităţilor sale de transport, transformîndu-se de fapt într-un neo-Liberty versatilizat, tip de navă foarte solicitat în prezent pe piaţa externă.

Dimensiunile şi caracteristicile principale ale acestei nave sînt:

$L_{pp} \times B \times H \times T$	= 132,50 × 21,00 × ×13,20×8,9 mm ;
deadweight	= 15 000 tf ;
deplasament	= 20 000 tf ;
motor (Sulzer 6 RD68)	7200 CP, 135 rot/min ;
viteza	circa 14,7 Nd ;
clasa de registru după Bureau Veritas	— I 3/3 1.1.

L. Cargaison on vrac

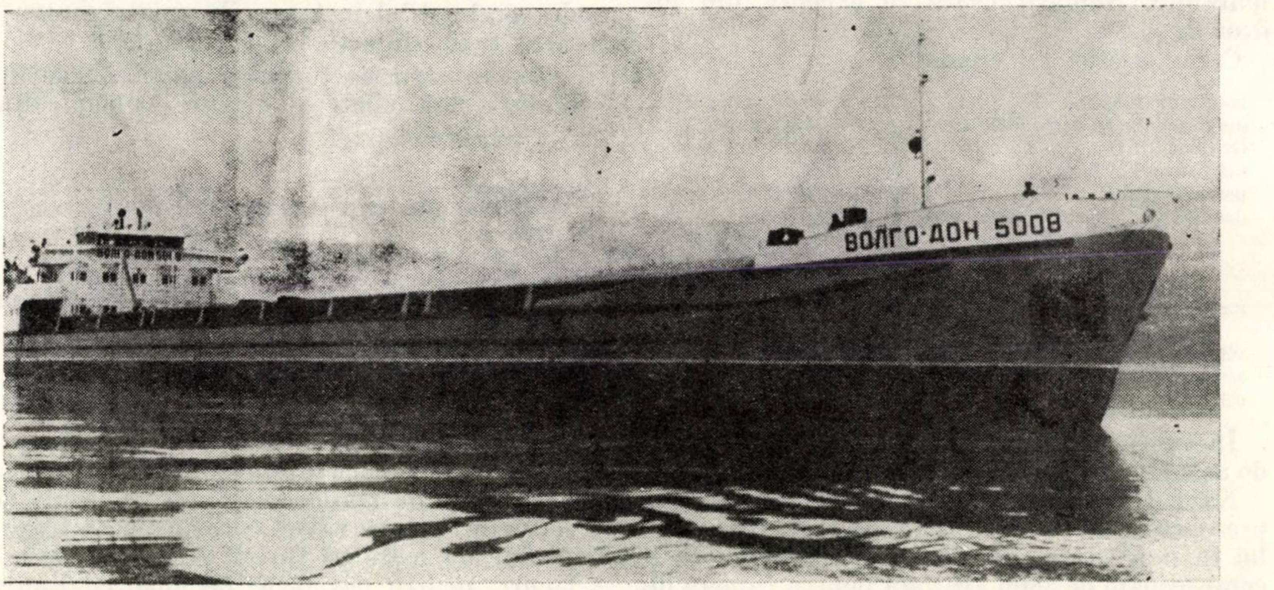


Fig. 7

Draga maritimă autopropulsată 400 m³/h. Nava draghează nisip, pietriş, lut greu şi depuneri de argilă întărite. Materialul dragat este transportat cu cupele şi vărsat prin jgheaburi în şalandele acostate lîngă dragă.

Caracteristici principale:

lungimea maximă	L_{max} = 61,80 m ;
lungimea între perpendiculare	L_{pp} = 58,00 m ;
înălţimea maximă	10,82 m ;
lăţimea corpului	B = 10,50 m ;
lăţimea despicăturii	1,90 m ;
pescaj maxim	T_{max} = 2,75 m ;
deplasament la pescaj maxim	= 1320 tf ;
adîncimea de dragaj	= 12−14 m ;
echipaj	= 38 persoane.

Activitatea de proiectare este asigurată în prezent de către Institutul de cercetare şi proiectare pentru construcţii navale din Galaţi, care are în diferite faze de proiectare tipurile de nave prevăzute în planul pentru anii următori însoţite de diverse variante în funcţie de cerinţele beneficiarilor.

Suprastructura pupei cuprinde cabine pentru un echipaj de 67 persoane, dispus în 5 apartamente, 22 cabine de cîte un loc şi 20 cabine de două locuri.

Nava va avea o instalaţie de condiţionare a aerului pentru navigaţie în zona tropicală.

Instalaţia de încărcare prevede cîte 4 bigi de 10 tf la gura de magazie.

În compartimentul maşinilor este prevăzut un pupitru centralizat de comandă şi control.

Este în studiu avansat proiectul cargoului de 6000/7500 tdw destinat transportului de mărfuri generale, încărcături în vrac, utilaj industrial şi material lemnos în magazii şi pe punte.

Nava este de tip shelterdeck — închis-deschis, are două punţi, patru magazii, o teugă în prova şi o suprastructură la pupa unde sînt amenajate încăperile de locuit, sociale şi de serviciu.

Zona de navigaţie este nelimitată. Nava poate fi exploatată în regiuni cu climă moderată, tropicală şi poate naviga periodic între gheţuri.

Fig. 8

Caracteristici principale:

lungimea maximă	131,00 m;
lungimea între perpendiculare	120,73/121,00 m;
lăţimea	17,70 m;
pescaj	6,60/7,46 m;
înălţimea de construcţie	10,00 m;
deadweight	6000/7500 tdw;
autonomia	12000 Mm;
volumul magaziilor pentru mărfuri în vrac	11000 m³;
viteza de probe	15,8 Nd;
echipaj	32 persoane.

Nava este prevăzută cu instalaţie de condiţionare a aerului, care asigură pe timp de iarnă încălzirea cabinelor de locuit la 20°C, iar vara răcirea aerului din cabine cu 5–6°C faţă de temperatura din exterior.

Nava are amenajate cabine de 1–2 persoane pentru 40 locuri din care 32 pentru echipaj şi 8 locuri de rezervă.

La acest proiect se prelucrează variantele pentru amenajarea navei cu magazie frigorifică, pentru transportarea de uleiuri vegetale, pentru transport de conteinere etc., în acest fel satisfăcîndu-se cererile diverşilor beneficiari externi.

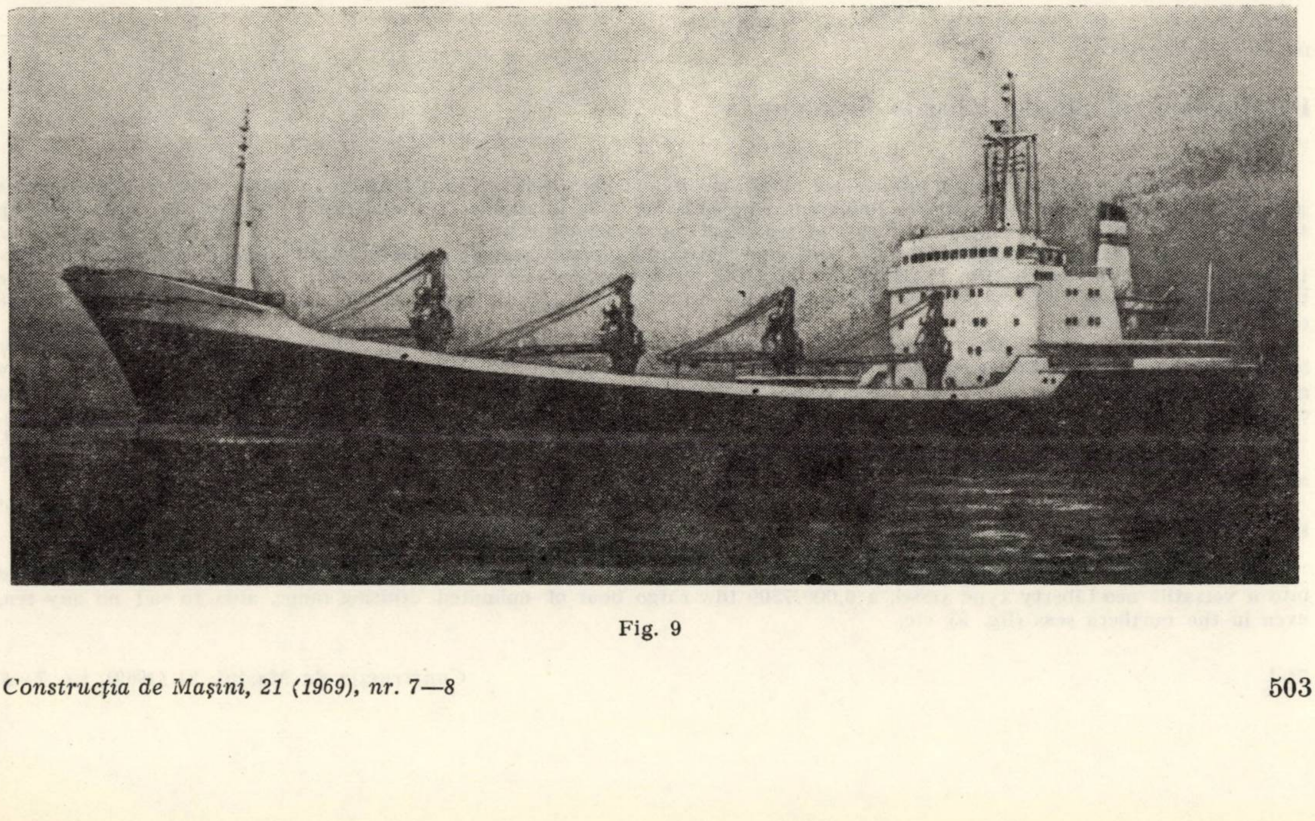


Fig. 9

Se lucrează de asemenea la proiecte de nave de circa 2000 tdw, de mai multe tipuri, pentru transport de celuloză, cherestea în pachete etc., în conformitate cu cerinţele beneficiarilor externi.

S-a desfăşurat de asemenea o largă acţiune de tipizare a detaliilor şi subansamblurilor comune tuturor tipurilor de nave, elaborîndu-se un catalog difuzat tuturor şantierelor navale, obţinîndu-se în acest fel scurtarea ciclului de proiectare a noilor nave şi respectiv scăderea preţului de cost şi creşterea calităţii acestor produse, prin executarea lor centralizată la Uzina mecanică navală Galaţi.

O însemnătate deosebită a căpătat-o în ultimul timp activitatea de cercetare desfăşurată în cadrul Institutului de cercetare şi proiectare pentru construcţii navale.

Temele cuprinse în programele de cercetare ale institutului se referă la diferite domenii ca : teoria proiectării navei şi hidrodinamica navală ; asimilarea de noi tipuri de nave ; asimilarea de materiale, echipament şi utilaje navale în scopul reducerii importului ; introducerea de noi procedee tehnologice sau modernizarea celor existente ; mecanizarea calculelor de proiectare a navei, organizarea ştiinţifică a producţiei şi a muncii, automatizarea proceselor de exploatare a navelor etc.

S-au efectuat studii care au avut ca rezultat elaborarea unor documentaţii la nivel de proiect preliminar pentru o serie de nave care prezintă interes pentru activitatea de perspectivă şi anume : bulk-carrier de 12 500 tdw, bulk-carrier de 25 000 tdw, nava paragraf de 399 BRT etc.

S-a executat un model experimental de şalupă pe aripi portante de 6 persoane şi unul pentru o navă pe pernă de aer pentru 4 persoane.

S-a elaborat un studiu privind unificarea tehnologiilor de asamblare pe cală a corpului navelor prin metoda blocurilor raionale şi s-a stabilit o metodă de prefabricare a tubulaturilor pe bază de schiţe cotate fără utilizarea de şabloane luate la faţa locului.

Una din metodele moderne de proiectare a structurii corpului navei, constînd din dimensionarea acestora pe bază de calcule de rezistenţă extinse pînă în domeniul plastic a fost abordată şi de către Institutul de cercetare şi proiectare pentru construcţii navale, urmînd ca în 1969 să se înceapă experimentarea pe modele a metodelor de calcul stabilite.

În domeniul organizării ştiinţifice a producţiei şi a muncii s-a finalizat nomenclatorul unificat de elemente şi lucrări în industria navală, care stabileşte un sistem de codificare a elementelor constructive ale navei şi prin aceasta a lucrărilor necesare executării şi montării acestor elemente în scopul realizării completului navă.

S-au executat o serie de cercetări în domeniul reducerii vibraţiilor şi a zgomotelor la corpul navei, ale căror rezultate sînt folosite în prezent în proiectare şi în fabricaţie.

Din cele expuse rezultă că industria construcţiilor navale din ţara noastră se află în prezent într-o etapă de plină dezvoltare cu o echilibrare a diferitelor compartimente de activitate, cu experienţă şi cu realizări la nivelul tehnicii contemporane, cu posibilităţi şi perspective din ce în ce mai mari de a satisface în mod optim cererile beneficiarilor interni şi externi, obiectiv ce stă la baza preocupărilor actuale ale întregului colectiv de constructori navali.

DC 620.12(09)(498)

Development of Shipbuilding in Romania

Romanian shipbuilding is now in full swing and its six shipyards are in a position to cover domestic requirements and to tender more vessels for export. Romanian shipyards are able to produce sea craft up to 20,000 tdw, river craft up to 5,000 ton and to carry out repairs of river and sea vessels up to 35,000 tdw.

These last years shipbuilding has registered remarkable growth, regarding global output, number of workers, productivity and export of vessels (fig. 1) thanks to increased mechanization and automation and to the utilization of up-to-date technological processes. Fig. 2 presents an example : the evolution of automatic and semi-automatic welding and of the volume of mechanized handling.

The paper presents the most interesting achievements of Romanian Shipbuilding. Such as the 12 500 tdw ore carrier bound to ensure iron ore transport from Far East and South America (fig. 3) and the 3 200/4 500 tdw cargo boat for dry goods whether general merchandise or loose goods, for industrial equipment and timber under hatches or on deck ; she is a combined open-closed shelter deck vessel with 2 decks, a lowered fore castle, a central roof and engine located aft (fig. 4).

The 1 500/2 000 tdw general goods cargo-boat has three holds, one of them — 425 m^3 — being refrigerated.

The 1 900 tdw general merchandise, timber and easily inflammable material cargo boat is a vessel able to sail on any sea ; cruising range 4,000 miles.

From among the river going vessels the paper mentions the 5,000 ton motor-ship designed for the transport of goods on rivers, canals and lakes (fig. 7).

An interesting technical craft is the 400 m^3 self-propelled maritime dredger (fig. 8).

Studies are under way for the elaboration of the design of other vessels : a 15 000 tdw collier that might be turned into a versatile neo-Liberty type vessel, a 6,000/7500 tdw cargo boat of unlimited cruising range, able to sail on any sea, even in the northern seas (fig. 9), etc.

Modern designing and dimensioning methods based on plastic moment of strength calculation are applied.

At present Romanian shipyards are highly mechanized and automated, being endowed with modern ships and assembly platforms.

Production is scientifically organized and coding of component parts largely practised; vibrations and noise on board ship eliminated to a great extent.

CD 629.12(09)(498)

Le développement de l'industrie des constructions navales en Roumanie

L'industrie des constructions navales de Roumanie comprend six chantiers navals et correspond actuellement aux exigences en vue de la dotation de la flotte nationale ainsi qu'à l'extension de l'exportation de bateaux. On peut réaliser de nouvelles constructions de vaisseaux maritimes, jusqu'à 20 000 tdw et des vaisseaux fluviaux jusqu'à une capacité de transport de 5 000 tonnes ainsi que des réparations de bateaux fluviaux et maritimes jusqu'à 35 000 tdw.

Pendant les dernières années, l'industrie respective a enregistré un accroissement appréciable en ce qui concerne la production globale, le nombre de travailleurs utilisés, la productivité et l'exportation de bateaux (fig. no. 1), la dynamique du développement ayant pour base la préoccupation pour l'extension de la mécanisation et de l'automation et pour la modernisation des processus technologiques. Comme exemple, on présente l'évolution du degré d'extension de la soudure automatique et semi-automatique et du volume des manipulations mécanisées (fig. no. 2).

Dans l'article on met en évidence quelques unes des plus caractéristiques réalisations de l'industrie des constructions navales de Roumanie.

Ainsi, on présente le minéralier de 12 500 tdw, destiné au transport du minerai de fer, pour l'Orient et pour l'Amérique du Sud (fig. no. 3).

Une autre réalisation est constituée par le cargo pour marchandises générales, de 3 200/4 500 tdw — marchandises en ballots ou en vrac, outillage industriel, bois de charpente, dans les dépôts et sur le pont; le bateau est du type shelter-deck, à deux ponts, gaillard, surstructure et compartiment des machines à la poupe (fig. no. 4).

Le cargo de 1 500/2 000 tdw (fig. no. 5) est destiné au transport des marchandises générales et il est doté de trois dépôts, dont l'un, de 425 m³, est pourvu d'installations frigorifiques.

Le cargo de 1 900 tdw (fig. no. 6), pour marchandises générales, charpente et matériaux facilement inflammables, est construit pour des régions de navigation illimitées; le bateau a un rayon d'action garanti de 4 000 milles.

Parmi les bateaux fluviaux on mentionne le motonavire de 5 000 tf (fig. no. 7), destiné aux transports de masse sur des fleuves, des canaux ou des lacs.

Une intéressante réalisation est le bateau de dragage maritime autopropulsé, de 400 m³/h (fig. no. 8).

On travaille les projets pour d'autres types de navires et pour leur réalisation: un charbonnier de 15 000 tdw transformable en un Neo-Liberty versatile, un cargo de 6 000/7 500 tdw à zone de navigation illimitée et ayant la possibilité de naviguer parmi les glaciers (fig. no. 9), etc.

On explique les méthodes modernes d'élaboration des projets et de la détermination des dimensions de la structure du corps par le calcul de résistance dans le domaine plastique; des technologies modernes — assemblage sur cale par la méthode des blocs rayonnux — l'organisation scientifique de la production — la codification des éléments constructifs ainsi que es résultats des recherches scientifiques réalisées dans ce domaine — la réduction des vibrations et des bruits.

DK 629.12(09)(498)

Entwicklung der Schiffbauindustrie in Rumänien

Die Schiffbauindustrie Rumäniens verfügt über sechs Werfte und entspricht heute sowohl den Erfordernissen der Ausrüstung der Landesflotte als auch der Erhöhung des Schiffexports. Auf den rumänischen Werften können Hochseeschiffe bis 20.000 tdw und Binnenschiffe bis 5000 t Transportleistung gebaut und Ausbesserungen an Binnen-und Hochseeschiffen bis 35.000 tdw durchgeführt werden.

In den letzten Jahren verzeichnete diese Sparte einen bedeutenden Anstieg in der Bruttoproduktion, der Anzahl der beschäftigten Arbeiter, der Produktivität und des Exports an Schiffen (Abb. 1). Diese Entwicklungsdynamik beruhte auf den Bemühungen um die Ausweitung der Mechanisierung und Automation und der Modernisierung der technologischen Prozesse. Als Beispiel wird der Entwicklungsgrad der automatischen und halbautomatischen Schweissung und der maschinellen Arbeitsgänge angeführt (Abb. 2).

Anschliessend wird auf einige der bezeichnendsten Leistungen des Schiffbaus in Rumänien hingewiesen.

So wird beispielsweise der Erzfrachter von 12.500 tdw für die Beförderung von Eisenerz für den Fernen Osten und Südamerika beschrieben (Abb. 3).

Eine andere Leistung ist der Frachter für allgemeine Güter von 3200/4500 tdw, mit dem verpackte Waren oder Schüttgut, Industrieanlagen, Schnittholz im Lagerraum oder an Bord befördert werden; ein Shelterdecktyp, mit Doppeldeck, Aufbau und Maschinenraum am Heck (Abb. 4).

Der Frachter von 1500/200 tdw (Abb. 5) ist für den Transport allgemeiner Güter bestimmt und mit drei Lagerräumen versehen, davon einer, von 425 m³ mit Kühlanlagen ausgerüstet ist.

Der 1900 tdw-Frachter (Abb. 6) für allgemeine Waren und leicht entzündbare Stoffe ist für unbegrenzte Schifffahrt bestimmt und besitzt einen Aktionsradius von 4000 Meilen.

Von den Binnenschiffen ist das Motorschiff von 5000 tp (Abb. 7 angeführt, das für Massentransporte auf Flüssen, Kanälen oder Seen bestimmt ist.

Eine interessante Leistung stellt der selbstfahrende Hochseebagger von 400 m³ Stundenleistung (Abb. 8) dar.

Weitere Schiffstypen werden entwickelt und gebaut: ein Kohlenfrachter von 15.000 tdw der in ein Neo-Liberty Wersatilat umgewandelt werden kann, ein Frachter von 6000/7500 tdw, mit unbegrenzter Navigationszone und der Möglichkeit in vereisten Gewässern zu fahren (Abb. 9) usw.

Angewandt werden moderne Methoden beim Entwickeln und der Dimensionierung der Gestalt und der Aufbau des Schiffes, moderne Technologien beim Zusammenfügen auf dem Helling durch das Verfahren der Bereichblocks, wissenschaftliche Gestaltung der Produktion, Codifizierung der Bauelemente wie auch die Ergebnisse der auf diesem Gebiet vorgenommenen wissenschaftlichen Forschungen, Herabsetzung der Schwingungen und des Lärms.

DK 629.12(09)(498)

Развитие судостроительной промышленности в Румынии

Судостроительная промышленность Румынии охватывает шесть судоверфей, обеспечивая в настоящее время как оснащение национального флота, так и расширение экспорта судов. В рамках этих судоверфей могут осуществляться новые конструкции морских судов до 20 000 tdw и речных судов грузоподъемностью до 5000 тонн, а также ремонты речных и морских судов до 35 000 tdw.

В течение последних лет данная промышленность отмечает значительное увеличение валовой продукции, числа рабочих и экспорта судов (рис. 1), причем в основу динамики развития входят задачи по расширению механизации и автоматизации, а также модернизации технологических процессов. Для примера приводится эволюция степени расширения автоматической и полуавтоматической сварки и объема механизированных работ (рис. 2).

В статье приводятся наиболее характерные достижения судостроительной промышленности в Румынии.

Итак, показано транспортное судно в 12500 tdw, предназначенное для перевозки железной руды из Дальнего Востока и Южной Америки (рис. 3).

Другим достижением является грузовое судно для перевозки товаров общего характера в 3200/4500 tdw— товар в тюках или вссыпную, промышленного оборудования, пиломатериалов в трюмах и на палубе; судно типа shelterdeck, двухпалубное, с полубаком, надстройкой и машинным отсеком на корме (рис. 4).

Грузовое судно в 1500/2000 tdw (рис. 5), предназначенное для перевозки товаров общего характера, предусмотрено тремя трюмами, из которых один в 425 м^3 оснащен холодильной установкой.

Грузовое судно в 1900 tdw (рис. 6) для товаров общего характера, пиломатериала и легко воспламеняющихся материалов, предусмотрено для неограниченных районов плавания; радиус действия судна 4000 миль.

Из речных судов упоминается теплоход в 5000 тс (рис. 7), предназначенный для массового транспорта на реках, каналах или озерах.

Представляет интерес морская самоходная землечерпалка (драга) в 400 м^3 /час (рис. 8).

Другие типы судов находятся в стадии проектирования и осуществления: судно для перевозки угля в 15 000 tdw, который можно транспорировать в neo-Liberty, грузовое судно в 6000/7500 tdw с неограниченным районом плавания и с возможностью плавания между ледниками (рис. 9) и.т. п.

Применяются современные методы проектирования — измерение размера структуры тела путем сопротивления в пластической области; современные технологии — сборка на трюме методом районных блоков; научная организация производства — кодификация конструктивных элементов, а также результаты научных исследований, полученных в этой области — снижение вибрации и шума.

CZ 631.3

MAŞINI AGRICOLE

Ing. M. CALOTIŢĂ
M.I.C.M.

O contribuţie de importanţă deosebită în realizarea bazei tehnico-materiale a agriculturii a avut-o dezvoltarea în cadrul industriei construcţiilor de maşini, a unui sector specializat în construcţia de maşini agricole.

Cele 10 uzine, ce activează în sectorul considerat, au prins în ultimii 10 ani un contur bine definit, impunîndu-se de la an la an prin realizări deosebite în această direcţie şi făcîndu-se cunoscute prin produsele fabricate, atît în ţară cît şi pe plan internaţional.

Uzine ca Semănătoarea — Bucureşti, 7 Noiembrie — Craiova, Tehnometal — Timişoara, Ceahlăul — Piatra-Neamţ şi altele au depăşit de mult limitele graniţelor patriei noastre prin marca fabricii, prin calitatea produselor, prin asistenţa tehnică dată de specialiştii respectivi acolo unde a fost necesar.

Concomitent cu înzestrarea tehnică şi mergînd pe o specializare cît mai strînsă, uzinele de maşini agricole au sporit an de an volumul producţiei. Astfel, în anul 1950 se realizau circa 40 de sortimente, cu o valoare de aproape 200 milioane lei, iar astăzi se produc peste 250 sortimente reprezentînd o producţie de peste 1800 milioane lei. Grafic, această creştere este prezentată în figura 1.

Din sortimentele de bază care au ocupat un prim loc în preocupările constructorilor de maşini agricole se pot evidenţia : plugurile, tractate şi purtate, semănătorile de cereale şi plante prăşitoare, maşinile pentru combaterea dăunătorilor, combinele de recoltat, maşinile de selectat, precum şi o variată gamă de utilaje destinate complexelor zootehnice, fabricilor de furaje combinate, combinatelor viticole, legumicole etc.

Avînd o puternică bază de cercetare în cadrul Institutului de proiectări şi execuţie prototipuri maşini agricole, I.P.M.A. din Bucureşti, specialiştii respectivi, împreună cu cei din agricultură, au realizat numeroase utilaje cu performanţe ridicate care au permis o continuă creştere a producţiei în toate sectoarele agriculturii.

De la începutul transformării agriculturii noastre pe principii socialiste, baza tehnico-materială necesară a fost asigurată în întregime de uzinele constructoare de maşini agricole din ţară.

Peste 66 000 de tractoare, 45 800 semănători, 33 800 combine de recoltat cereale şi alte maşini agricole, concură în prezent la obţinerea de recolte sporite pe ogoarele patriei.

Un serios salt calitativ a făcut şi producţia destinată exportului.

Produsele realizate de uzinele Semănătoarea, 7 Noiembrie, Tehnometal, Uzina utilaj de morărit Topleţ, sînt folosite cu bune rezultate în R. P. Bulgaria, R. S. Cehoslovacia, Uniunea Sovietică, Iran, R. P. Ungaria, R. D. Vietnam etc.

De asemenea, în cadrul expoziţiilor internaţionale, au trezit un viu interes expunerile şi demonstraţiile prezentate de specialiştii noştri cu produse ca : maşina de împrăştiat îngrăşăminte centrifugal MIC—1, batoza de porumb BP6M, combina de recoltat porumb CT2RP, grebla purtată de tip GR4 etc.

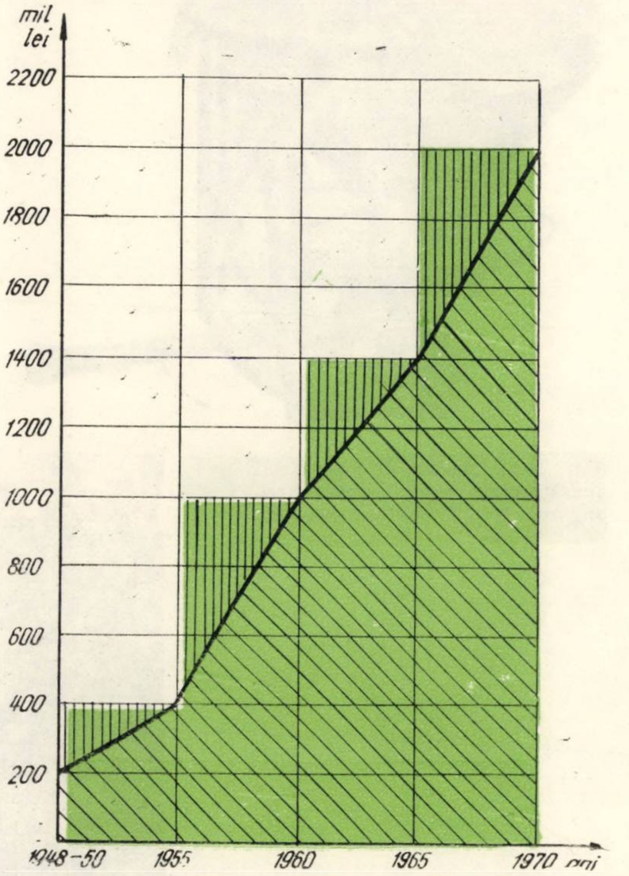


Fig. 1. Graficul creşterii producţiei uzinelor constructoare de maşini agricole între anii 1950 şi 1970.

Cu prilejul celei de a 25-a aniversări a Republicii Socialiste România, constructorii de maşini agricole se prezintă cu noi succese. Realizările deosebite obţinute în ultima perioadă, ritmul de asimilare mereu ridicat au permis ca întregul parc de maşini, existent în fabricaţie, să ajungă la un înalt nivel tehnic, cu performanţe pe deplin comparabile cu produsele similare străine.

În expoziţie sînt prezentate un număr de 66 produse fabricate de uzinele specializate în producţia de maşini agricole.

Expunerea este sugestiv făcută, în sensul că maşinile sînt aşezate în cadrul unei sisteme bine definite, exemplificarea utilizării ei dînd o imagine clară avantajelor tehnico-economice aduse în procesul de producţie.

Se remarcă, din punct de vedere tehnic, pe lîngă performanţele ridicate, şi o nouă notă de mai mare mobilitate, supleţe, fiabilitate şi estetică tehnică a produselor intrate în fabricaţie în ultimii ani. Se evidenţiază astfel : motocositoarea denumită sugestiv Carpatina, combina autopropulsată C12, maşina de plantat răsaduri MPR—5, batoza mecanică de porumb BP—6M, maşina de administrat amendamente, maşina de stropit şi prăfuit combinată tip MSPC 300, semănătoarea de plante prăşitoare pneumatică SPC6, grupa maşinilor de frezat solul, echipamentul de irigaţie prin aspersiune tip II A cu conducte din aluminiu, precum şi o bogată gamă de maşini pentru lucrări de amenajare a terenului destinat irigaţiei.

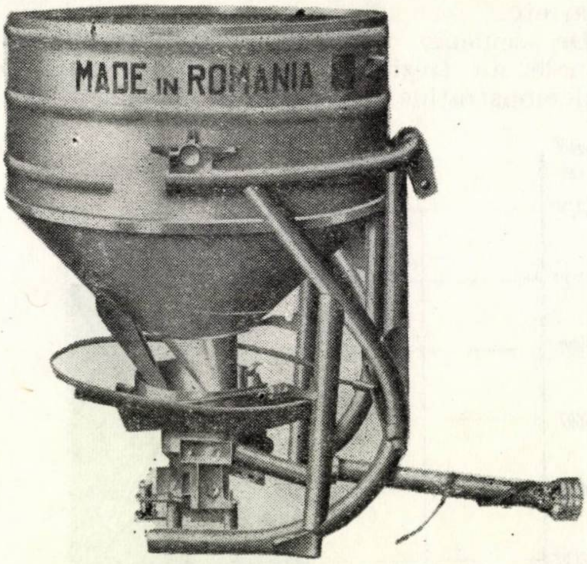


Fig. 2. a. Maşina de împrăştiat îngrăşăminte minerale prin centrifugare MIC-1, vedere laterală.

Ca rezultat al unor îndelungate cercetări, constructorii de maşini agricole au realizat maşina centrifugală de împrăştiat îngrăşăminte. Înregistrată ca patent al Institutului de proiectări şi execuţie prototipuri maşini agricole, utilajul a parcurs o serie de etape pînă la definitivarea lui.

S-a luat în considerare problema utilizării îngrăşămintelor (praf sau granulate) cu norme de lucru de la 30 kg pînă la 2 000 kg pe hectar, folosindu-se un utilaj uşor şi cu o lăţime mare de lucru.

Utilizîndu-se în construcţia maşinii profile îndoite şi ţevi, s-a reuşit să se realizeze un utilaj ce are o capacitate de peste 500 kg împrăştiind pe o lăţime de 13—17 m, cu o greutate totală a utilajului de 168 kgf (fig. 2 a şi 2 b).

Maşina este de tipul purtat, cu o mobilitate mare şi permite distribuirea îngrăşămintelor la o viteză de lucru de peste 10—13 km/h (6—8 ha/h).

Noutatea constă într-un dispozitiv de vibrare a buncărului, care dă posibilitatea unei alimentări continue a discului de distribuţie, precum

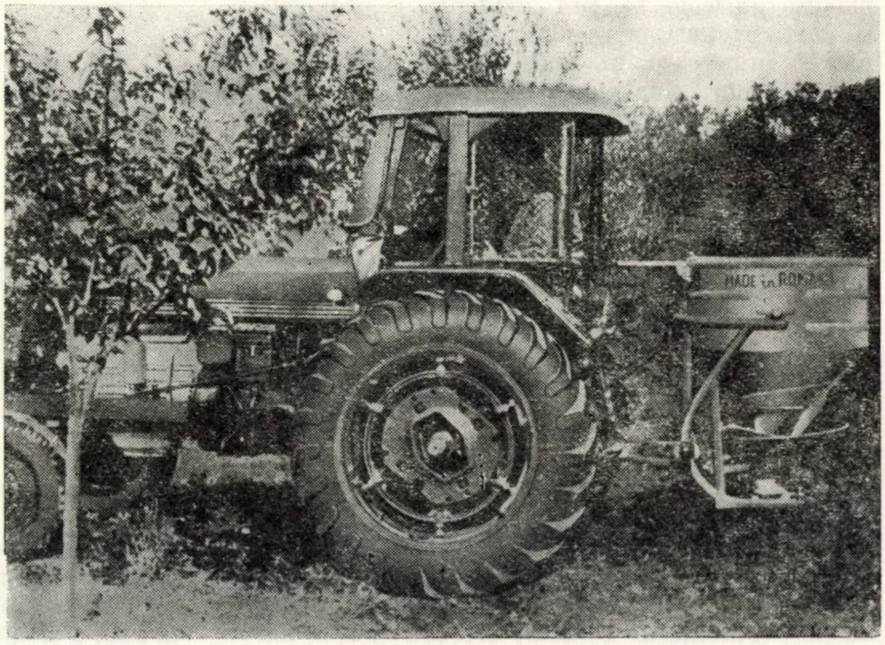


Fig. 2. b. Maşina de împrăştiat îngrăşăminte minerale prin centrifugare, MIC-1, montată pe tractorul U-650, vedere laterală.

şi posibilitatea de utilizare a îngrăşămintelor cu umiditate mai ridicată.

Tipurile MIC1 şi MIC2 au obţinut rezultate valoroase şi la încercările internaţionale din

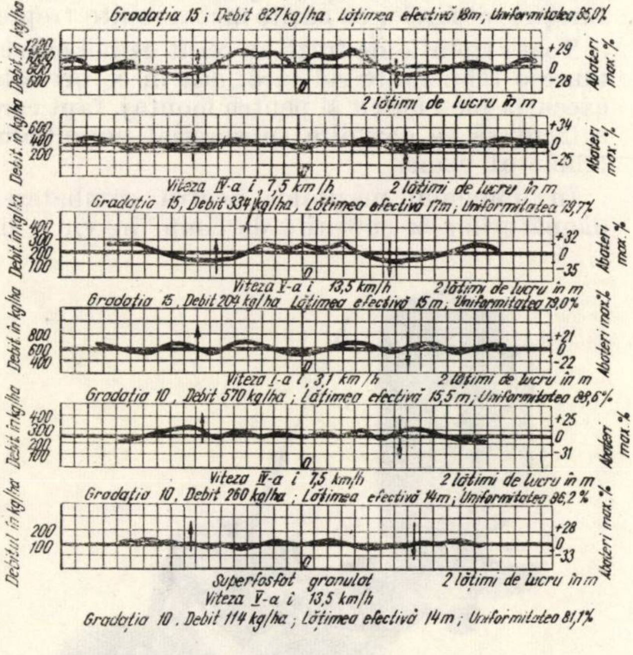


Fig. 3. Diagramele variaţiei debitului la două treceri alăturate ale maşinii, uniformitatea şi abaterile maxime la superfosfatul granulat.

R. P. Bulgaria şi R. F. a Germaniei, fiind unanim apreciate pentru performanţele obţinute. În afară de o uniformitate foarte mare în distribuţia îngrăşămintelor pe sol, maşina prezintă evidente posibilităţi de universalizare, utilizarea ei fiind extinsă astăzi în tratarea culturilor contra dăunătorilor, amendarea solurilor, împrăştierea sării pe timp de iarnă pe drumurile publice etc. (fig. 3).

Uzina de maşini agricole — Topleţ prezintă, în cadrul expoziţiei, una dintre cele mai noi realizări ale sale în construcţia de batoze de porumb, maşina BP6—M. Ca urmare modificărilor făcute la batoză, greutatea a scăzut cu circa 90 kgf, concomitent cu ridicarea productivităţii de la 6 t/h la 8 t/h. La această productivitate maşina acuză o pierdere prin vătămarea boabelor de numai 2,75 %, produsul fiind transportat direct către mijlocul de transport prin intermediul unei conducte suplimentare ce intră în echipamentul batozei (fig. 4 a şi 4 b).

Maşina prezintă o construcţie metalică uşoară, este uşor manevrabilă, iar bătătorul este acţionat de un motor electric de 7,5 kW.

Faţă de vechile batoze, caracteristicile tehnice şi funcţionale ale noului tip BP6—M sînt evident superioare, fapt care o clasează printre utilajele preferate de multe unităţi agricole din ţară şi de peste hotare.

Noua tehnică de prelucrare a solului ce se impune din ce în ce mai mult în procesul agricol de producţie este reprezentată printr-o variată gamă de freze de diverse mărimi, realizate de constructorii de maşini agricole de la uzina 7 Noiembrie, aceste maşini sînt destinate unor lucrări speciale de viticultură, pomicultură, legumicultură etc.

Adaptarea lor pentru diverse lucrări agricole, determină necesitatea modificării sau adăugării unei serii de ansambluri specifice care, în mod curent, nu se găsesc la alte utilaje agricole.

— Freza dezaxată, o maşină ce este acţionată de la priza de putere a tractorului de 40 CP, are posibilitatea să execute prelucrarea solului lateral, permiţînd lucrul pe sub coroanele pomilor, lucrare ce nu poate fi realizată cu un agregat normal. Prelucrarea solului este realizată de un organ de lucru rotativ ce poate atinge o adîncime de pînă la 10 cm. Resturile vegetative, crengile, solul, sînt mărunţite, în urma agregatului rămînînd o zonă prelucrată uniform.

— Freza cu palpator, folosită în special la prelucrarea suprafeţelor dintre rîndurile de pomi, este dotată cu un dispozitiv mecanic care retrage în mod automat organul activ în momentul apariţiei în faţa lui a plantei sau a pomului ce trebuie protejat. În agregat cu tractorul de 40 CP, freza execută o lucrare de cali-

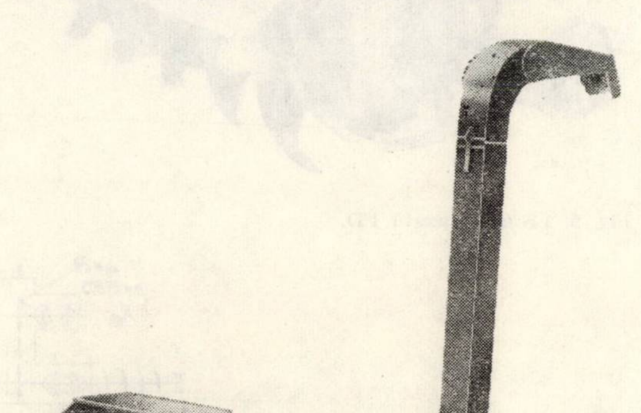


Fig. 4. a. Batoza de porumb BP6-M, cu conductă de descărcare înaltă (pentru încărcare în vrac în vagoane, autocamioane etc.).

tate pe rîndurile de pomi, eliminînd munca anevoioasă de întreținere a livezilor și completînd astfel gama de mașini agricole necesare.

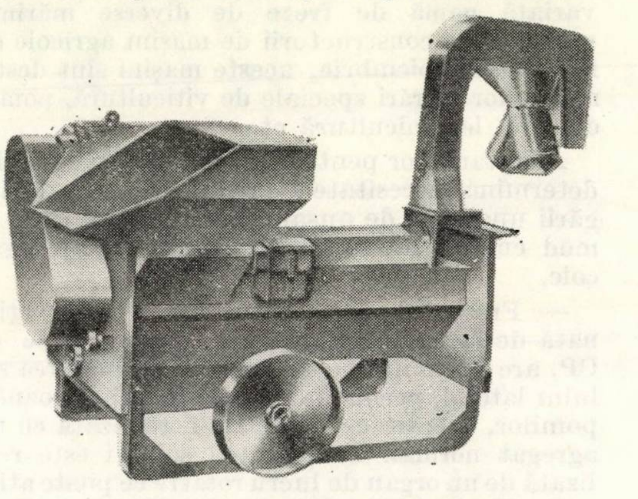


Fig. 4. b. Batoza de porumb BP6-M, cu conductă de încărcare în saci.

Freza de pășune este destinată prelucrării stratului înțelenit de pe pășuni, pentru distrugerea vegetației nevaloroase de pe acestea, în scopul pregătirii unui pat germinativ necesar regenerării pășunilor prin reînsămînțare.

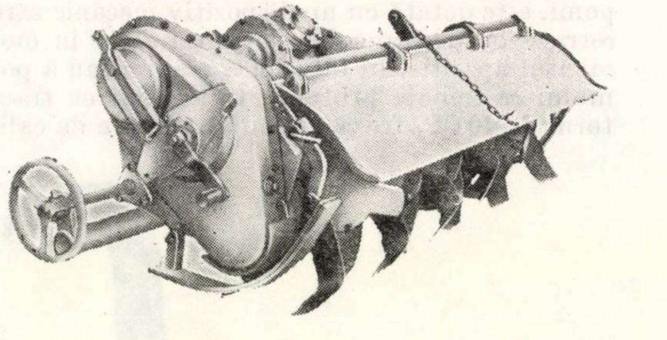


Fig. 5. Freza dezaxată FD.

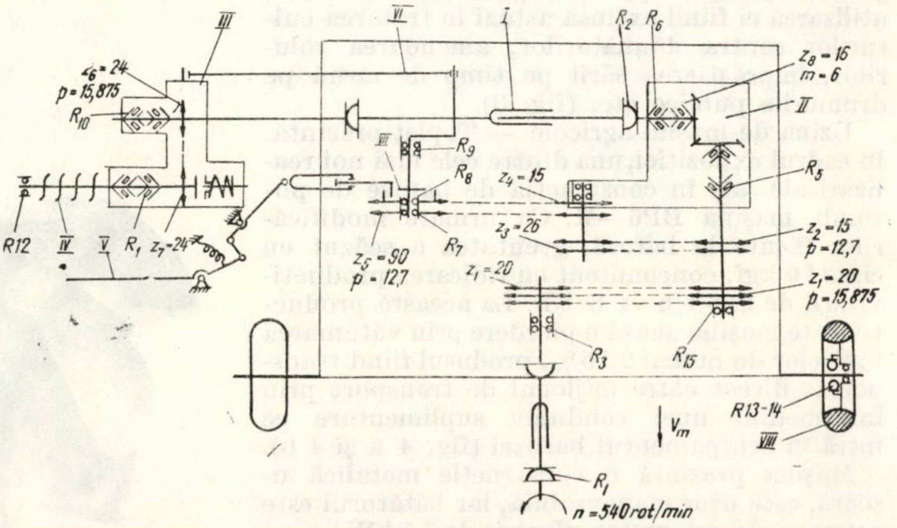


Fig. 6. b. Schema cinematică a frezei laterale cu palpator FLP:

Z_1;Z_8 – roți de lanț; $R_1 - R_{14}$ – lagăre de rulmenți; Z_6 – pinion conic; *I* – cardan telescopic; *II*-grup conic transmisie principală; *III*-transmisie intermediară; *IV* – freză propriu-zisă; *V* – mecanism palpare; *VI* – mecanism deplasare freză; *VII* – mecanism cuplare automată; *VIII* – roți transport.

Utilizarea acestei freze se poate extinde și în cadrul lucrărilor de cultivare a terenurilor pentru legume, plante tehnice etc.

Lucrînd în agregat cu tractoarele de 40 CP pe roți și pe șenile, mașina poate fi folosită și pe terenurile în pantă.

Pentru a se asigura o corelație corespunzătoare între turația organelor active și viteza de deplasare, freza permite posibilitatea reglării turației rotoarelor cu cuțite în mai multe trepte.

Toate tipurile de freză au cerut uzinei executante o tehnicitate ridicată, atît în ce privește execuția pieselor cît și pentru montaj, fapt care a făcut să se dezvolte substanțial potențialul tehnic al uzinei.

În domeniul mașinilor pentru combaterea dăunătorilor la culturile de cîmp, în vii și livezi, constructorii de mașini agricole au realizat și prezentat două noi metode.

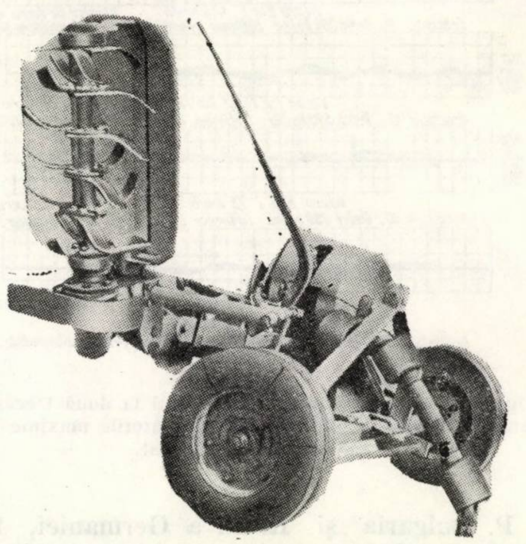


Fig. 6. a. Freza laterală cu palpator FLP.

Cea mai productivă este denumită MSPU—900, caracteristicile ei fiind suficiente pentru a fi prezentată specialiștilor din agricultură.

Maşina lucrează în agregat cu tractoare de 40 şi 60 CP, fiind o maşină purtată.

Lăţimea de lucru de 12 m, precum şi multitudinea lucrărilor executate (stropit, prăfuit independent sau mixt etc.), îi lărgeşte domeniul de utilizare la majoritatea lucrărilor de combatere, protecţie sau de amendare, cu o variată gamă de substanţe chimice.

În dotaţia maşinii apar dispozitive care permit transformarea cu uşurinţă în prăfuitor palmat, cu tub dirijat, pentru înălţimi de peste 18 metri, cu pompă specială inoxidabilă de presiune înaltă şi alte anexe care permit obţinerea unei productivităţi de 20—25 ha/zi.

Dintre cele mai interesante maşini agricole prezentate sînt combina autopropulsată de cereale C12 şi motocositoarea denumită sugestiv Carpatina, produse realizate de cea mai mare uzină constructoare de specialitate, uzina Semănătoarea — Bucureşti.

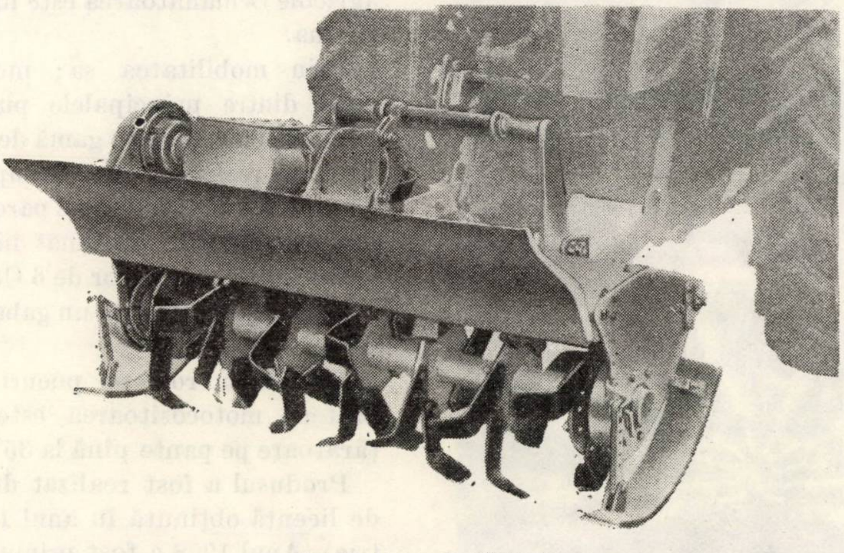


Fig. 7. Freza de păşune.

Se prezintă mai întîi combina autopropulsată, utilaj de mare complexitate ce se realizează pentru prima dată în ţară după licenţa de fabricaţie a renumitei firme italiene Laverda.

Constructorii de la uzina Semănătoarea, după un amplu studiu şi verificări în exploatare, au trecut numai după un an de la realizarea combinei tractate C3, la pregătirea fabricaţiei uneia dintre cele mai moderne maşini agricole, combina autopropulsată de cereale.

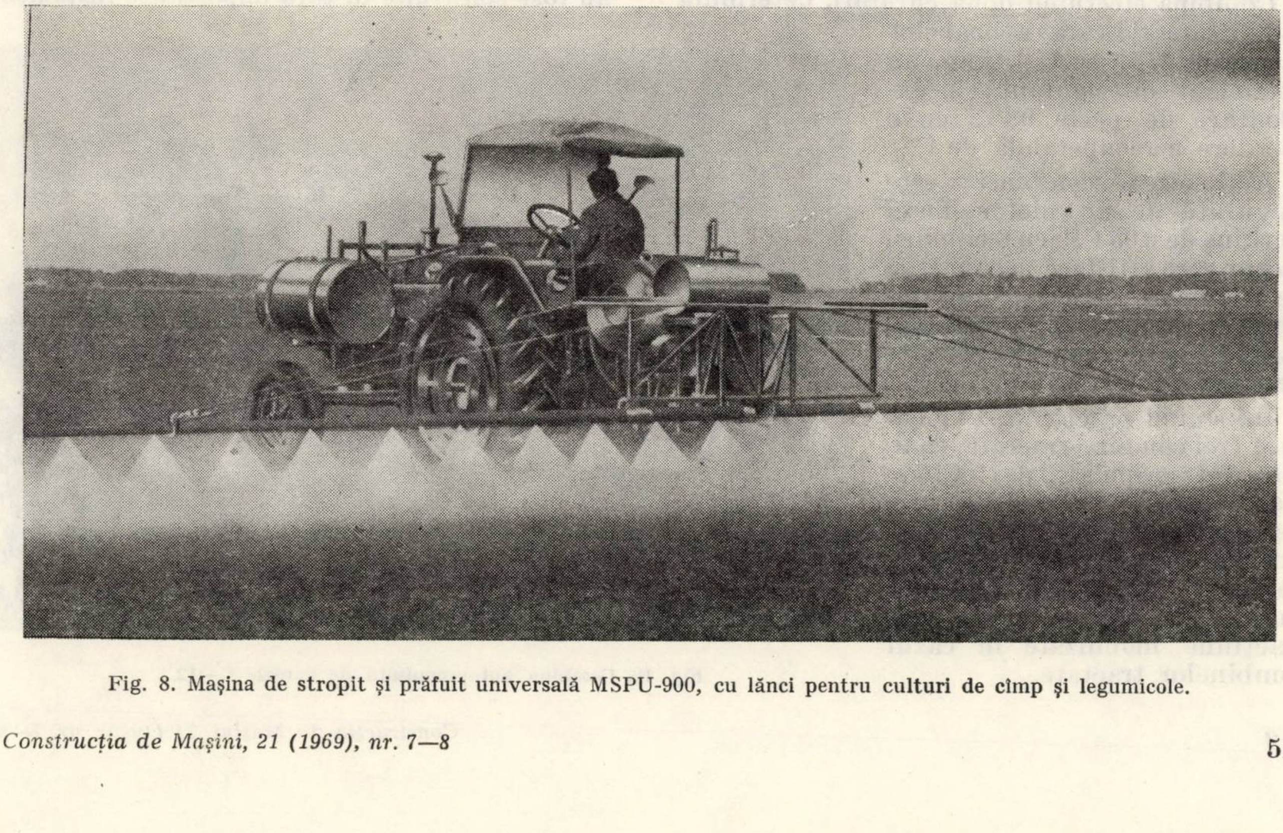


Fig. 8. Maşina de stropit şi prăfuit universală MSPU-900, cu lănci pentru culturi de cîmp şi legumicole.

Comportîndu-se bine la încercările făcute în cei aproape doi ani de experimentări, a fost introdusă în fabricație, fiind realizată pînă în prezent primele 50 buc.

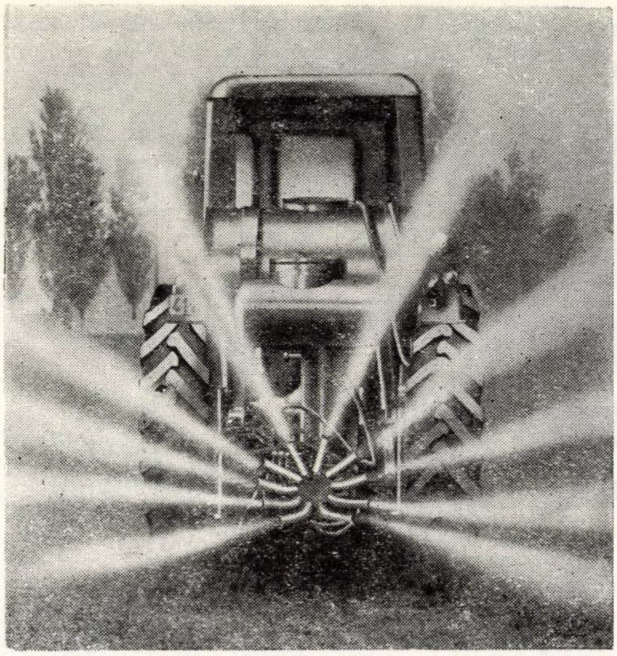


Fig. 9. Mașina de stropit și prăfuit universală MSPU, cu dispozitiv în evantai pentru vii.

Destinată recoltării unei numeroase game de culturi (cerealiere, de semincieri, legumicole), combina autopropulsată se poate deplasa cu o viteză de 1,3—21 km/h, lățimea de lucru fiind de 3, 4 și 5 m.

Combina efectuînd două curățări, determină o puritate ridicată a boabelor și prezintă, în același timp, un coeficient de siguranță în exploatare de peste 98%, cu o pierdere nerecuperabilă de 1%.

Acționarea combinei este asigurată de un motor diesel Perkins de 105 CP, cu 6 cilindri, motor care satisface necesitățile de acționare a tuturor ansamblurilor combinei și autodeplasarea în orice condiții variate de teren.

Înlocuind practic în exploatare trei combine tractate, combina autopropulsată devine imediat economică, mai ales că prin performanțele sale tehnice este utilizabilă o perioadă mai mare de timp, eliberînd în același timp mai multe mijloace de tracțiune mobilizate în cazul combinelor tractate.

Aspectul exterior îngrijit, calitatea materialelor utilizate, protecția cu zinc a tablelor folosite asigură o îndelungată perioadă de folosire cu o întreținere ușoară și economică.

Al doilea produs prezentat de uzina de mașini agricole Semănătoarea este motocositoarea Carpatina.

Prin mobilitatea sa; motocositoarea este unul dintre principalele puncte de atracție.

Utilaj cu o variată gamă de utilizări, motocositoarea realizează indici superiori în lucrările de grădinărit, întreținere parcuri, cum și pentru lucrări de cosit și adunat în pantă.

Dotată cu un motor de 6 CP înglobat într-un tot unitar, mașina are un gabarit redus și e ușor de condus.

Dotată cu roți pe pneuri sau metalice cu pinteni, motocositoarea este o adevărată cățărătoare pe pante pînă la 35°.

Produsul a fost realizat după documentația de licență obținută în anul 1967 (Reform-Austria). Anul 1968 a fost primul an de fabricație.

Realizarea ambelor produse în uzina Semănătoarea a constituit o amplă preocupare. Gradul de pregătire tehnologică, precum și dotarea cu utilaje specifice unei fabricații cît mai corespunzătoare, au permis organizarea unui montaj în flux, concomitent cu instalarea unor bancuri de probă și rodaj, suficiente pentru a garanta o bună funcționare a utilajelor.

În afara preocupărilor arătate de a se obține o diversitate cît mai mare de mașini agricole, au fost construite în țară importante instalații,

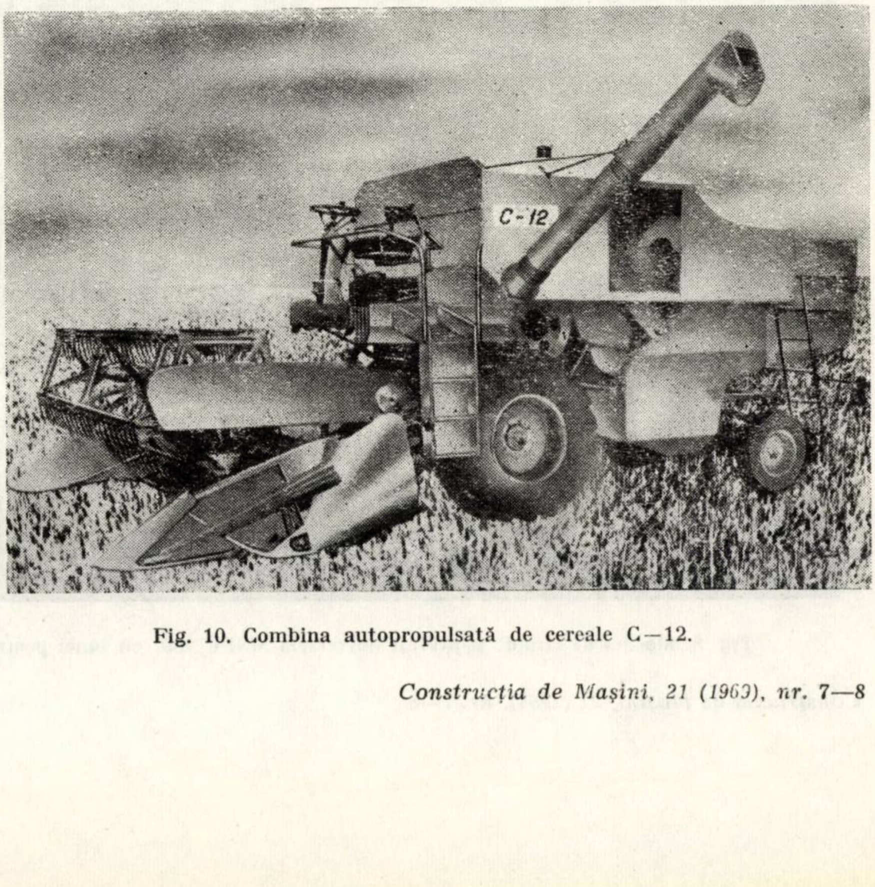


Fig. 10. Combina autopropulsată de cereale C—12.

destinate, în special, dezvoltării sectorului zootehnic din agricultură.

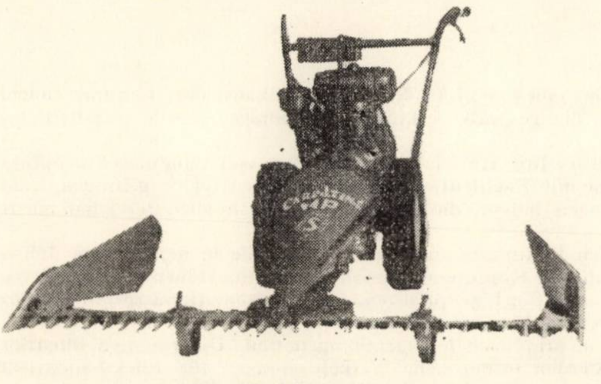


Fig. 11. Motocositoare.

Uzinele de maşini agricole au început să producă instalaţii pentru furaje combinate, instalaţii de uscat şi granulat furaje verzi, utilaje şi instalaţii pentru creşterea porcilor, păsărilor, precum şi silozuri de cereale şi mori de diverse capacităţi.

Tot acest complex de lucrări, a făcut ca în continuu să crească nivelul de cercetare şi producţie al uzinelor noastre, să se mărească numărul contactelor cu producătorii din străinătate, să se ridice aportul constructorilor de maşini agricole la construcţia unei agriculturi socialiste puternice în ţara noastră.

Numai o mică parte din realizările obţinute sînt prezentate în cadrul expoziţiei. Marea diversitate a produselor noastre a îmbrăcat de pe acum majoritatea sistemelor de maşini întocmite pentru mecanizarea completă a lucrărilor din cultura cerealelor şi a porumbului, în prezent lucrîndu-se activ pentru dotarea cu noi maşini a sistemelor din pomicultură, viticultură şi legumicultură.

DC 631.3

Agricultural Machinery

The paper points out the development of a specialized sector of Romanian machine building industry which has succeeded in devising a series of typified farming machines due to meet entirely the requirements of Romania's socialist agriculture.

The researchers of the „Institute for the Designing and Building of Agricultural Machinery Prototypes" (I.P.M.A.), in cooperation with agricultural specialists have achieved numerous machines and implements which help expanding Romania's rural economy.

Some of the most representative farming implements that went into serial production these last years are described in the paper: self-propelled mowers to operate on sloping ground, self-propelled combines, nursery transplant machines, soil liming machines, combined spraying-spreading machines, sowing machines for root and tuber crops, an assortment of soil toiling implements, irrigation equipment and a series of machines due to prepare irrigation bound land.

Numerous photographs, graphs and diagrams emphasize the increase in production presenting aspects of the newly created flow operating factory departments equiped with testing and running-in benches bound to guarantee fair operation of the equipment.

Most of these machines are presented in homogeneous groups meant to clearly outline the technical and economic advantages they bring about.

CD 631.3

Machines agricoles

L'article met en évidence le développement, dans le cadre de l'industrie de construction de machines, d'un secteur spécialisé dans la construction des machines agricoles qui a réussi, sur la base de certains systèmes de machines bien définies, à assurer complètement la base technique matérielle de l'agriculture socialiste de notre pays.

Ayant une puissante base de recherches dans l'Institut d'élaboration de projets et d'exécution des prototypes de machines agricoles „I.P.M.A.", les spécialistes de cet institut en collaboration avec ceux de l'agriculture, ont réalisé de nombreux outillages à performances élevées, qui ont permis la réalisation d'un accroissement continuel de la production agricole dans tous les domaines.

Dans l'ouvrage on présente les outillages agricoles les plus représentatifs qui ont été fabriqués au cours des dernières années, par exemple : la motofaucheuse pour pentes, la combine autopropulsée, la machine à planter, la machine pour administrer les amendements, la machine combinée pour arroser et pulvériser, les semeuses pour plantes qui doivent être binées, le sortiment de fraises pour travailler le sol, l'équipement d'irrigation et une série de machines pour les travaux d'aménagement du terrain destiné à l'irrigation.

L'ouvrage est richement illustré par des photos de produits, des graphiques et des diagrammes qui mettent en évidence l'accroissement du niveau de la production et les aspects des nouvelles sections créées dans les entreprises, qui ont permis l'organisation du montage par flux et l'installation de bancs d'essais et de rodage suffisants pour garantir le bon fonctionnement des outillages.

La majorité de ces outillages sont présentés sous forme d'exposition, groupés par systèmes bien définis qui donnent une image claire des avantages techniques et économiques qu'ils offrent dans le processus de production.

DK 631.3

Landmaschinen

Der Verfasser gibt einen Überblick über die Entwicklung eines Sektors des Machinenbaus, der Landmaschinenherstellung, die auf Grund eines fest umrissenen Maschinensystems, die gesamte technische Grundlage unserer sozialistischen Landwirtschaft sichert.

Dank der kräftigen Forschungsbasis im Rahmen des Instituts für Entwicklung und Bau von Landmaschinenprototypen „I.P.M.A.'' ist es den Spezialisten dieses Instituts gemeinsam mit Fachleuten aus der Landwirtschaft gelungen, zahlreiche hochleistungsfähige Anlagen zu entwickeln, die dazu beigetragen haben, die Agrarproduktion in allen Bereichen unentwegt zu steigern.

Der Aufsatz enthält die Beschreibung der repräsentativsten Landmaschinen und Geräte, die in den letzten Jahren gebaut wurden wie: Motormäher für abschüssiges Gelände, selbstfahrede Kombinen, Setzlingpflanzmaschinen, Düngerstreumaschinen, kombinierte Sprüh-und Bestäubungsmaschinen, Sämaschinen für Hackpflanzen, Bodenfräsen, Bewässerungsanlagen und eine Reihe von Maschinen zur Bewirtschaftung des für Bewässerung bestimmten Bodens.

Der Aufsatz ist reich mit Abbildungen von Erzeugnissen, graphischen Darstellungen und Diagrammen illustriert die auf die Steigerung des Produktionsniveaus hinweisen. Gezeigt werden ferner neue Werkabteilungen für Fliessbandarbeit, Testung und Einlaufen, Faktoren die den Anlagen einen guten Betrieb sichern.

Ein Grossteil dieser Anlagen sind in Fachausstelungen gezeigt die ein anschauliches Bild von den technischen und wirtschaftlichen Vorteilen im Produktionsprozess bieten.

DK 631.3

Сельскохозяйственные машины

В статье отмечается развитие в рамках машиностроительной ромышленности, сектора сельскохозяйственного машиностроения, который, на основе точно установленных систем машин, смог полностью обеспечить технико-материальную базу социалистического сельского хозяйства в Румынии.

Располагая мощной исследовательской базой в рамках Института по проектированию и разработке прототипов сельскохозяйственных машин ,,I.P.M.A.'', специалисты этого института, в сотрудничестве с работниками земледелия, создали многочисленные машины с высокими показателями, способствуя таким образом непрерывному росту сельскохозяйственного производства во всех областях.

В материале представлены наиболее репрезентативные сельскохозяйственные машины, поступившие в производство в течение последних лет, как то: моторная косилка для участков с уклоном, самоходный комбайн, посадочная машина для рассады, машина для нанесения почвоулучшающих веществ, комбинированный опрыскиватель и обрызгиватель, сеялка для пропашных растений, ассортимент почвообрабатывающих фрез, оросительная установка и ряд машин для подготовки участка, предназначенного к орошению.

Материал широко иллюстрирует фотографиями изделий, графиками и диаграммами, рост уровня производства и аспекты новых цехов, созданных на предприятиях, которые позволили организовать поточный монтаж и установить испытательные и обкаточные стенды, обеспечивающие надежную работу оборудования.

Значительная часть этих машин показана на выставке по группам точно установленных систем, ясно отражая технико-экономические преимущества их использования в производственном процессе.

CZ 621.86/87 (09)

Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transport uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economiei naţionale

Ing. ILARIU MARINESCU, ing. IOAN TEIUŞANU, ing. MIRCEA GHERMAN, ing. NICOLAE ILIESCU
ICPMTR = Timişoara

Industralizarea ţării noastre a impus crearea şi dezvoltarea ramurii de construcţii de maşini de ridicat şi transport uzinal care, în faza actuală, are capacitatea de proiectare şi execuţie în ţară a necesarului de maşini pentru toate domeniile de activitate economică ale ţării. Extinderea transportului la sectoare industriale care îl utilizau tradiţional sub o formă limitată, mecanizarea crescîndă, necesitatea reducerii timpului şi cheltuielilor afectate transporturilor, eliminarea efortului manual în manipularea mărfurilor, reprezintă tot atîtea condiţii în cadrul cărora s-a desfăşurat munca inginerilor şi proiectanţilor Institutului de cercetare şi proiectare pentru maşini de transportat şi ridicat — Timişoara, specializaţi în acest domeniu.

Uzinele mecanice — Timişoara, Uzinele de construcţii metalice şi maşini agricole — Bocşa, Uzinele de construcţii de maşini — Reşiţa, sînt principalii executanţi ai unui echipament reprezentat prin sute de poduri rulante şi macarale care asigură construcţia întreprinderilor siderurgice, a întreprinderilor industriei constructoare de maşini, industriei chimice etc., precum şi funcţionarea în bune condiţii a liniilor tehnologice respective.

I.C.P.M.T.R. — Timişoara are şi sarcina de coordonare şi tipizare a tipurilor de maşini de ridicat şi transport uzinal fabricate de M.I.C.M.

Pentru o scurtă trecere în revistă a activităţii de concepţie desfăşurată de I.C.P.M.T.R. sînt prezentate în continuare o serie de realizări mai reprezentative pentru diversele sectoare ale economiei naţionale.

Maşini de uz general. În ultimii 5 ani s-a acţionat în sensul dezvoltării familiilor şi tipurilor de maşini de uz general (montaj şi transporturi curente în exploatare) în paralel cu maşinile speciale impuse de servituţile tehnologice.

Cele mai răspîndite sînt :

— grinzile rulante manuale, de 1—5 tf, cu deschidere de 5—14 m ;

— podurile rulante manuale de 5—20 tf, cu deschidere de 5—17 m ;

— podurile rulante electrice cu cărucior, cu unul sau două cîrlige, pentru sarcini de la 5 la 50 tf şi deschideri de la 10 la 32 m ;

— podurile rulante electrice monogrindă cu electropalan cu sarcini de 1—5 tf şi deschideri de 5—17 m ;

— grinzile rulante electrice suspendate de 3,2—5 tf, pentru hale de 18—24 m deschidere ;

— podurile rulante cu graifăr, 5—20 tf, 11—32 m deschidere.

Construcţiile metalice sudate, mecanismele compacte realizate din oţeluri de calitate superioară, instalaţiile electrice cu comandă automată centralizată, în cabină cu bloc de comandă, parametrii funcţionali, puterea instalată şi presiunile maxime pe roţi, situează aceste maşini din producţia de serie la nivelul produselor similare ale firmelor străine de specialitate.

Industria uşoară, industria alimentară şi industria forestieră sînt domenii ale economiei naţionale în care transporturile şi manipulările se făceau aproape integral în mod normal.

Introducerea mijloacelor moderne de mecanizare a transporturilor asigură dezvoltarea capacităţilor de producţie şi reducerea cotei din preţul de cost afectată transporturilor ; dotarea cu maşini şi instalaţii tipizate permite şi o creştere a volumului de mărfuri exportate, datorită încadrării în sistemele de tipodimensiuni internaţionale.

Combinatul de industrie alimentară — Tg. Mureş, fabricile de piele şi încălţăminte — Tg. Mureş şi Cluj, Întreprinderea de lînă integrată — Constanţa, Combinatul de cauciuc — Jilava — fabricile de zahăr din Buzău şi Oradea (fig. 1), sînt cîteva exemple din multele întreprinderi dotate cu maşini de ridicat speciale, încadrate în fluxuri tehnologice specifice.

Pentru industria forestieră s-au realizat macarale-capră pentru buşteni de 5 tf (15 m) şi de 5 tf (22, 27 şi 32 m) de construcţie specială, pentru manipularea buştenilor în depozite.

Macaraua hidraulică de 2,5 tf, pe camion SR—113, asigură condiţiile necesare pentru introducerea pe scară largă a conteinerelor în transportul bunurilor de larg consum, în industria electrotehnică etc.

De asemenea, sectorul rutier a fost înzestrat cu o serie completă de semiremorci pentru transport. Cele mai reprezentative tipuri sînt : semiremorca-platformă cu obloane ; semiremorca pentru ciment în vrac ; semiremorca pentru buşteni; semiremorca izotermă; semiremorca frigorifică; semiremorca furgon pentru mobilă; semiremorca pentru confecţii.

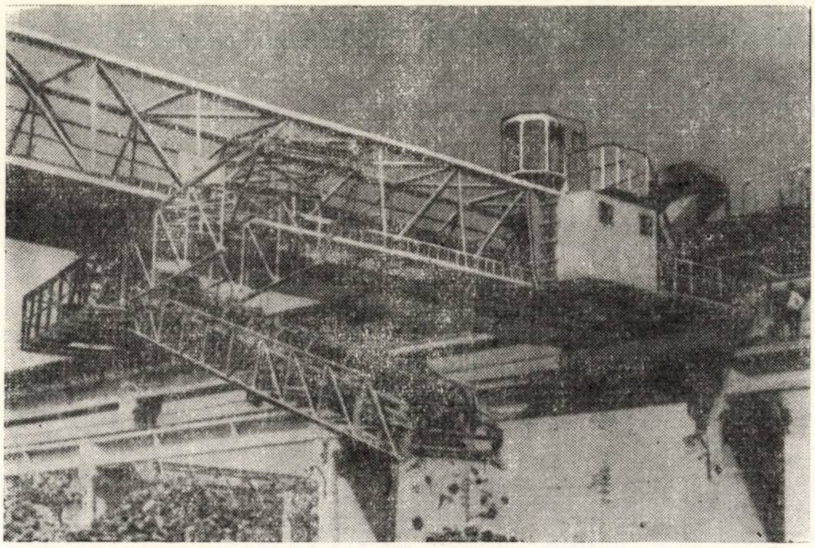


Fig. 1

Industria construcţiilor de maşini. În atelierele de prelucrări mecanice, pentru montaje obişnuite, depozitări, ştanduri de probă etc., se folosesc mijloacele de ridicat şi transportat de uz general, tipizate, prezentate anterior. Fluxurile tehnologice specifice unor secţii au impus însă şi executarea unor macarale şi poduri rulante adecvate, într-o diversitate mare de soluţii, din care se pot cita podurile rulante şi macaralele din secţiile de forje. Acestea sînt utilaje tehnologice şi servesc atît la transportul lingourilor incandescente între cuptoare şi prese sau ciocane, cît şi la susţinerea respectiv rotirea acestora în timpul procesului de forjare. Caracteristica pentru aceste poduri sînt dispozitivul de întoarcere a lingourilor, acţionat electric sau manual, arcuirea dintre dispozitiv şi cărucior, precum şi un limitator de suprasarcină care acţionează coborîrea piesei purtate, în scopul de a evita suprasolicitarea construcţiei în cazul aşezării defectuoase a lingoului pe şabotă sau în matriţă.

S-au executat poduri rulante pentru forje la un nivel tehnic ridicat, confirmat de exploatare, într-o gamă completă de la 5 la 50 tf, echipate cu unul sau două cărucioare, prevăzute după necesităţi cu unul sau două trolii de ridicare fiecare. Dispozitivele de întoarcere sînt realizate pentru sarcini de 75–80% din sarcina nominală pentru podurile de 50 tf şi de 62–65% pentru podurile de tonaj mai redus.

Pentru forjele mici sînt executate macarale cu coloană fixă şi braţ rotitor, cu deschidere variabilă pînă la 5 m şi sarcini între 1 şi 4 tf.

Maşini de ridicat pentru secţii de tratamente termice. Specifice acestor secţii sînt podurile rulante care trebuie să asigure coborîrea pieselor încălzite în băile de călire, cu o viteză corespunzătoare formei şi dimensiunilor pieselor, respectiv mediului de călire. Viteza de coborîre trebuie să fie constantă ($\pm 3\%$), permanentă, independentă de mărimea sarcinii, cuprinsă între 30 şi 63 m/min, adică pînă la de 10 ori mai mare ca viteza de ridicare. O altă caracteristică este şi înălţimea mare de ridicare (pînă la circa 40 m), impusă de utilajele şi procesul tehnologic din hala respectivă.

La alegerea soluţiilor, în special a mecanismului de coborîre rapidă, au fost luate în considerare atît criteriile de economicitate cît şi cele de siguranţă maximă în funcţionare. Pe baza unor studii amănunţite teoretice, definitivate prin experimentări, s-au stabilit soluţiile de coborîre rapidă prin frînarea mecanică automată, realizată de un sistem compensator de turaţie cu dublu angrenaj planetar pentru sarcini mai mari de 20 tf şi prin sistem cu motor electric auxiliar basculant, pentru sarcini mai mici de 20 tf (fig. 2, 3 şi 4).

Avînd în prezent o bogată experienţă s-au putut rezolva şi realiza la un nivel tehnic astfel de poduri, cu sarcini de 5; 12,5/3,2; 20/5; 32/8 (fig. 3); 50/12,5 şi 160/50 tf.

În completarea utilării halelor de tratamente termice s-au executat şi dispozitive de rotire a pieselor în bazine de călire în ceaţă de ulei sau

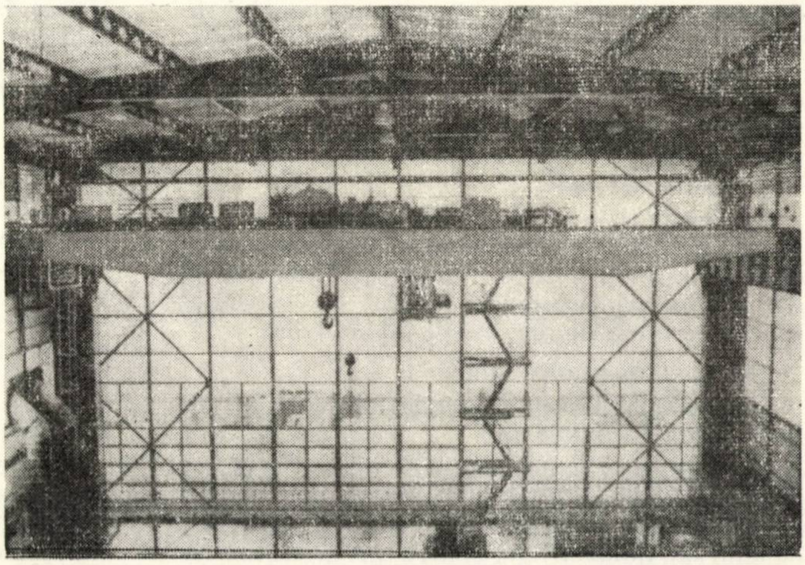


Fig. 2

de apă, precum şi manipulatoare mecanice, mecanizări de bazine pentru spălare sau răcire etc.

Maşini de ridicat pentru transport, montaj, depozitare şi deservire individuală a utilajelor tehnologice. Transportul sarcinilor pînă la 5 tf, cu frecvenţă mare a deplasărilor, pe drumuri scurte şi cu ridicare la înălţimi mici, este rezolvat prin poduri rulante electrice monogrindă, suspendate pe 2 sau 3 căi de rulare sau cu poduri rulante electrice cu dublă grindă, cu cărucioare cu electropalane dotate eventual cu echipamente suplimentare detaşabile (graifăr electrohidraulic, electromagnet etc.) Aceste mijloace de ridicat sînt corespunzătoare şi operaţiilor de depozitare şi montaj, avînd o greutate proprie redusă şi permiţînd o construcţie uşoară şi ieftină a halelor industriale.

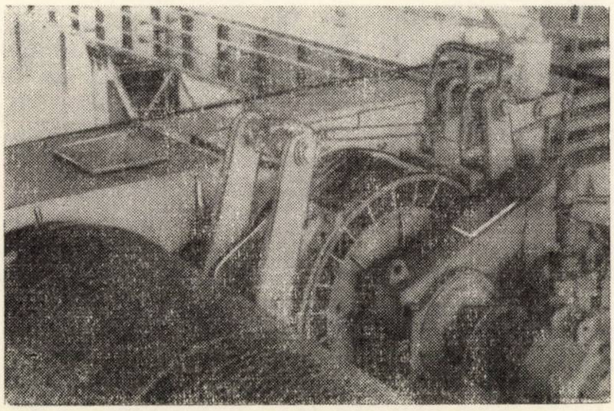


Fig. 3

Lucrările de montaj mai complicate reclamă mijloace de ridicat special construite. Dintre acestea se pot cita :

— podurile de 20 + 20 + 3,2 tf, cu deschideri mari de ordinul a 28—30 m, prevăzute cu sisteme de cuplări mecanice automate şi cu comenzi individuale din cabină sau sincronizate de la un singur post de comandă, pentru două poduri cuplate. Au fost special realizate pentru montajul şi reparaţia locomotivelor;

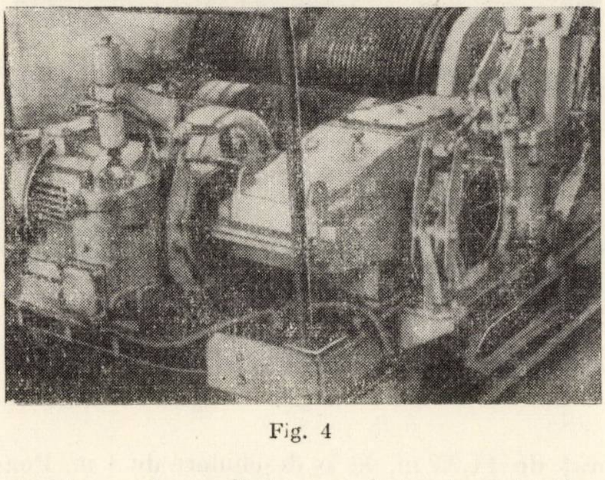


Fig. 4

— podurile 5 + 5 tf, cu două cărucioare speciale, cu traverse jug, destinate execuţiei şi montajului caroseriilor de gabarit mare (tramvaie, troleibuze, autobuze);

— podul rulant 320/80 tf — 28 m, construit pentru ridicarea şi transportarea transformatoarelor mari; este echipat cu muflă cu traversă şi poate fi echipat încă şi cu muflă cu cîrlig pentru uz general; este o construcţie cu chesoane late, în interiorul cărora sînt plasate instalaţia electrică semiautomată, mecanismul de translaţie cu arbori lungi tubulari şi pasarelele de circulaţie.

Pentru transportul şi montajul ansamblelor grele sînt proiectate ansamble tip din care se execută poduri rulante la cererea beneficiarilor interni şi externi. Gama de sarcini pentru aceste poduri rulante grele realizate este: 80/20, 100/20 (32), 125/32, 160/50 (32), 200/50, 250/50 şi 320/80 tf.

În halele în care nu este necesar a fi acoperit tot cîmpul unei deschideri, se montează macaralele consolă sau macarale consolă pivotante care se execută curent pentru sarcini pînă la 10 tf şi deschideri pînă la 12 m.

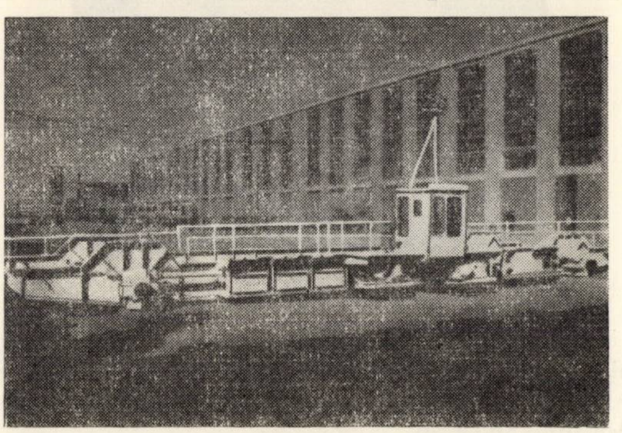


Fig.5

Pentru construcţiile speciale de acest tip realizate, se înscrie macaraua consolă rotitoare de 10 tf — 11,3 m, cu cîte două viteze în raport de 1 : 10 pentru fiecare mecanism, obţinute cu ajutorul unui convertizor de frecvenţă pentru 6 Hz. Comanda electrică este semiautomată (prin butoane).

Pentru operaţii de transbordare de locomotive, vagoane sau cărucioare de pe linii tehnologice de montaj pe şine de cale ferată paralele, s-au construit poduri transbordoare.

Cel mai mare transbordor, recent construit în ţară, este pentru o sarcină maximă de 200 tf (fig. 5). Circulă pe două şine cînd transportă sarcini pînă la 10 tf şi pe trei şine, cînd transportă sarcini mai mari de 100 tf. Este dotat cu un mecanism de deplasare care funcţionează cu viteză normală şi microviteză, cu un troliu de tracţiune pentru încărcare şi cu un mecanism de joantare şi blocare, toate acţionate electric.

Lucrările de încărcare-descărcare sau depozitare se pot realiza cu ajutorul seriei de tipodimensiuni de macarale capră executate pentru sarcini de la 3,2 pînă la 32, respectiv 32/8 tf şi pentru deschideri pînă la 24 m, cu sau fără console.

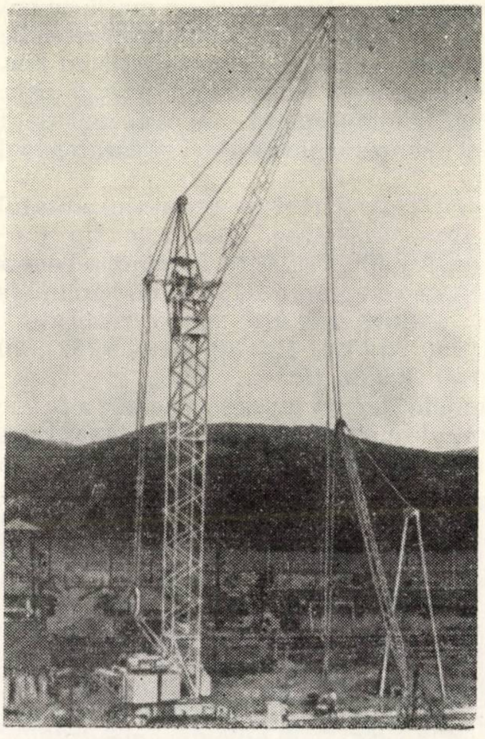


Fig. 6

Construcţiile metalice tip cheson sudat sau din ţevi sudate, mecanisme prevăzute la cerere şi cu microviteze, înscriu aceste utilaje pe linia tehnicii actuale.

Din execuţiile speciale se pot menţiona:

— macaraua 2 ×6,3 tf, care deserveşte operaţiile de transport pentru decaparea colacilor de benzi metalice, echipată cu un troliu cu două tambure coaxiale şi două mufle gemene, cu ridicări şi coborîri sincrone de 6,3 sau 1,5 m/min;

— macaraua mobilă pe sol cu deschideri variabile şi capacitate de ridicare de 500 tf, echipată cu electropalan şi translatînd pe roţi orientabile cu bandaj de cauciuc, are utilizări multiple pentru transporturi şi montaje.

Pentru deservirea individuală a utilajelor tehnologice sînt în execuţie curentă macarale cu coloană fixă şi braţ rotitor pentru sarcini de la 0,125 la 3,2 tf, cu o înălţime sub braţ pînă la 7 m şi o deschidere a braţului pînă la 6 m. Sînt echipate cu palane, cu mecanisme de rotire manuale sau electrice, în funcţie de capacitatea de ridicare, şi cu posibilităţi de rotire limitată la circa 360° sau nelimitată.

În completarea gamei de sarcini sînt şi macaralele de acelaşi tip, cu acţionare pneumatică.

Industria construcţiilor şi a materialelor de construcţii. Pentru mecanizarea lucrărilor de construcţii civile şi industriale se execută în serie două tipuri de macarale turn cu braţ basculant. Una de 110 tfm, pentru sarcină constantă de 5 tf, indiferent de deschiderea braţului, şi alta de 40 tf, cu moment constant, ridică 2 tf la deschiderea maximă şi 4 tf la deschiderea minimă.

Deschiderile maxime de circa 20 m şi înălţimea maximă de ridicare de circa 40 m fac aceste macarale utilizabile la construcţii civile de P + 8 etaje. Mecanismele de ridicare realizează două viteze normale şi o microviteză, iar mecanismele de basculare asigură deplasarea sarcinii pe orizontală, la modificarea deschiderilor. Sînt dotate cu toate dispozitivele de siguranţă, inclusiv limitatoare de sarcină şi moment. Ambele tipuri pot fi montate şi demontate, respectiv transportate între şantiere cu ajutorul troliilor şi al remorcilor de autotransport (fig. 6 şi 7).

Gama de macarale turn este în curs de completare cu tipurile 10 tfm, deplasabilă pe şine sau pe pneuri, 45 tfm şi 100 tfm, deplasabile pe şine, cu braţ orizontal şi cu deschideri mari variabile prin căruciorul de pe braţ.

O altă serie de utilaje cu grad mare de universalitate o formează troliile electrice reversibile, pentru deplasări pe orizontală şi verticală (ridicări-coborîri) ale sarcinilor, în serie 0,5; 1; 2; 3,2; 5 tf. Pe şantier, servesc la acţionarea ascensoarelor, respectiv în toate domeniile de lucrări de montaj.

Un utilaj de intervenţie pentru lucrări de încărcare-descărcare şi montaj în multe ramuri industriale este automacaraua de 5 tf (fig. 8). Montată pe autoşasiul camionului Bucegi de 5 tf, este destinată a ridica în cîrlig sarcini pînă la 5 tf cu braţ de 2,35 m, la o deschidere maximă de 3 m, sau sarcini pînă la 3,2 tf cu braţ de 11,35 m, la o deschidere de 4 m. Poate lucra şi cu graifăr de 0,35 m³ şi în acest scop este echipată cu o remorcă pe care se transportă graifărul. Este o macara mecanică cu comenzi pneumatice, echipată pentru funcţionare în condiţii de totală siguranţă.

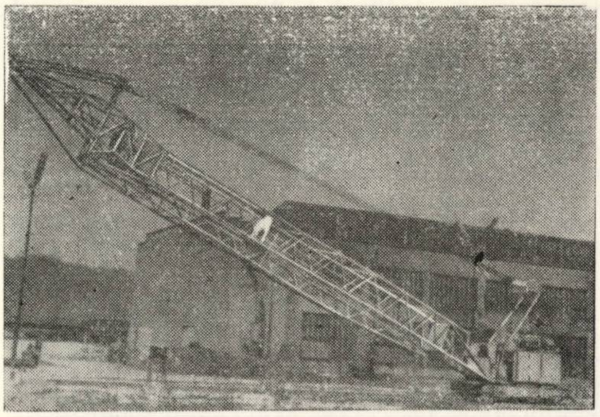


Fig. 7

Special pentru lucrări de construcţii, braţul poate fi înlocuit cu un echipament turn de circa 10 tfm capacitate, cu care se pot ridica sarcini

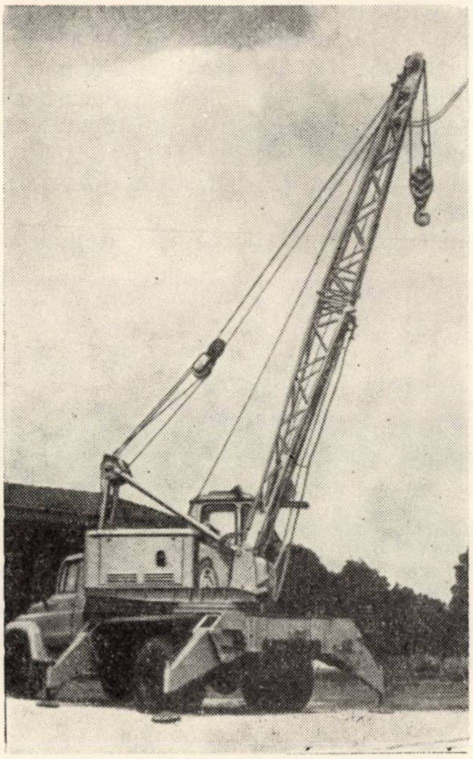


Fig. 8

de **0,75** tf la 12,5 m deschidere a braţului şi o înălţime maximă de 14,3 m, respectiv **1,5** tf

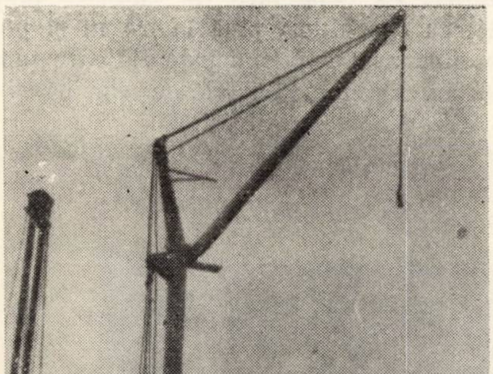


Fig. 9

la 6 m deschidere a braţului şi o înălţime maximă de 25 m (fig. 9).

Pentru sectorul industriei materialelor de construcţii, în afara utilajelor uzuale de încărcare-descărcare, transport şi depozitare, s-au executat, pentru depozite de clincher, var şi argilă, poduri cu graifăr de mare capacitate pentru 5 şi 6,3 m³.

Industria chimică. În afara maşinilor de ridicat de uz general folosite şi în acest sector industrial s-a realizat şi o mare varietate de tipo-dimensiuni de poduri rulante şi macarale speciale, dintre care se pot cita:

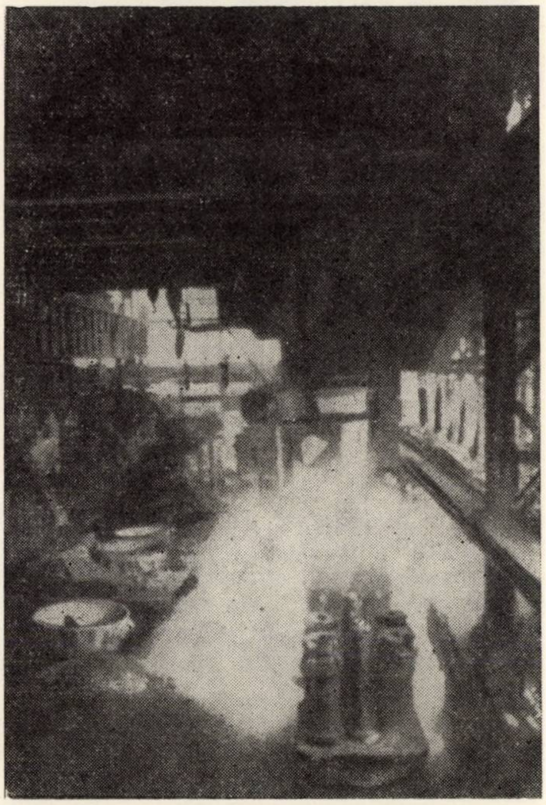


Fig. 10

— poduri rulante tehnologice şi de montaj de 5—32 tf, caracterizate prin comenzi de la sol sau din cabine mobile, înălţimi mari de ridicare pînă la 60—70 m şi protecţie specială contra agenţilor atmosferici agresivi;

— poduri rulante în protecţie tropicalizată (TH şi THA), livrate la export, separat sau în cadrul unor furnituri complexe;

— poduri rulante cu graifăre pentru buşteni, cu graifăre cu motor, cu cîrlige decalabile pe verticală etc., în soluţii specifice unor procese tehnologice.

Industria siderurgică. Instalaţiile de ridicat pentru industria siderurgică sînt adaptate pentru deservirea secţiilor de furnale, a oţelăriilor şi laminoarelor, precum şi a altor secţii de prelucrare sau auxiliare. De obicei, aceste instalaţii de ridicat constau din poduri rulante şi macarale-capră cu regim de funcţionare greu sau foarte greu, care diferă de macaralele corespunzătoare de uz general fie prin construcţiile speciale ale unor elemente constituente, cum sînt organele de prindere a sarcinilor, frînele sau transmisiile, fie prin construcţia generală complet diferită de aceea a unei macarale de uz general, urmare funcţiilor complexe pe care le au de îndeplinit.

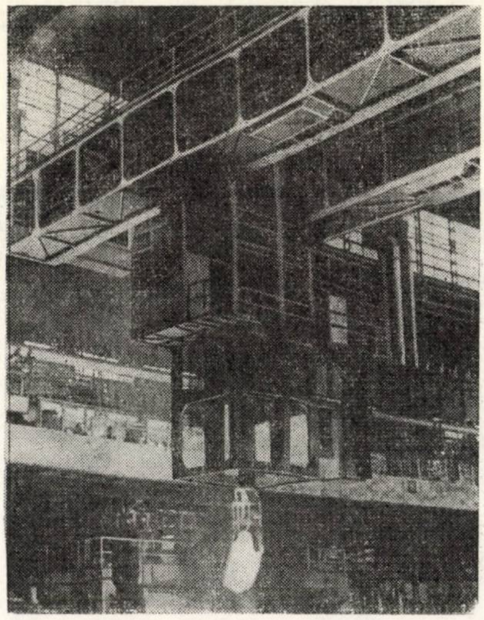


Fig. 11

De obicei, operaţiile de ridicare şi deplasare fac parte integrantă din ciclul tehnologic deosebit.

Din categoria podurilor rulante siderurgice fac parte o serie mare de poduri echipate cu diferite organe de prindere a sarcinilor, specifice industriei siderurgice (minereu, blocuri, lingouri, table şi profile laminate etc.) şi anume: poduri rulante cu cîrlig, cu graifăr cu cupe, cu graifăr polip, cu traversă şi cîrlig, cu electromagneţi, cu cîrlig dublu şi cleşte, avînd o capacitate de ridicare pînă la 50 tf.

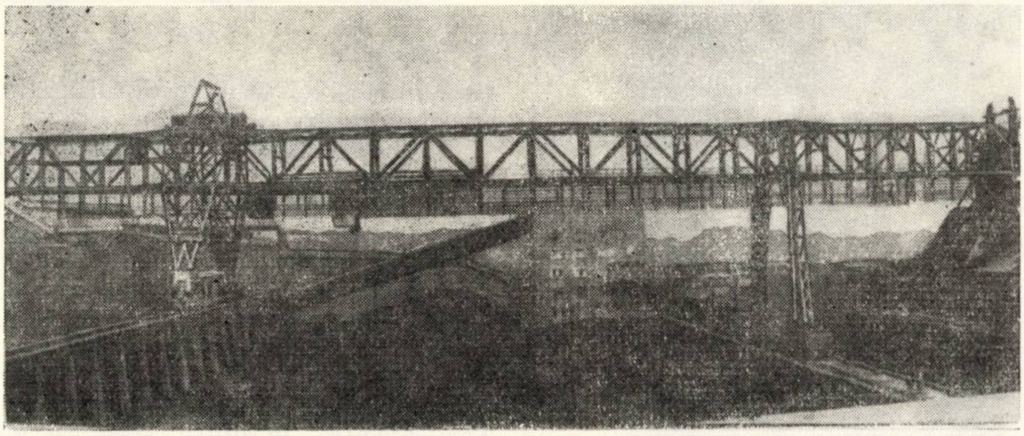


Fig. 13

Tot în categoria podurilor rulante siderurgice intră şi podurile tehnologice, dintre care s-au realizat în ţară: poduri rulante pentru turnare, pînă la 200 tf (fig. 10); poduri rulante pentru transportat troace (32 + 20 tf); poduri rulante cu cleşte pentru alimentarea cuptoarelor adînci (Tiegler), pînă la 32 tf (fig. 11); poduri rulante cu braţe, de 8 tf, pentru transportat profile laminate.

Destinate, în special, pentru depozitele de materii prime sau semifabricate din industria siderurgică, macaralele capră şi podurile transbordoare sînt echipate cu cîrlige sau graifăre.

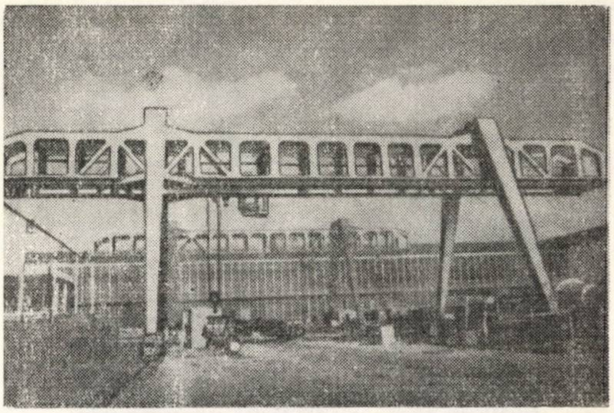


Fig. 12

Au fost proiectate şi realizate macarale-capră siderurgice, cu capacităţi de ridicare pînă la 32/8 tf, cu deschideri pînă la 24 m şi poduri transbordoare cu capacităţi de ridicare pînă la 25 tf şi deschideri pînă la 76 m (fig. 12 şi 13).

Şantiere navale şi porturi. La şantierele navale se utilizează atît instalaţii de ridicat de construcţie obişnuită, cum sînt podurile rulante sau macaralele capră pentru depozite (cu graifăr, cu traversă şi electromagneţi etc.), sau podurile rulante cu cîrlig pentru secţii de prelucrări şi montaj, cum şi macarale speciale destinate lucrărilor de asamblare pe cală sau lucrărilor de montaj la dana de armare. Caracterizate prin capacităţi de ridicare medii şi mari şi prin viteze de lucru medii sau mici, aceste macarale au o construcţie adaptată pentru înălţimi de ridicare mari. Dintre macaralele de acest gen s-au realizat macaraua portal de 40/5 tf pentru lucrări de cală (fig. 14) şi macaraua-portal de 15 tf pentru dana de armare.

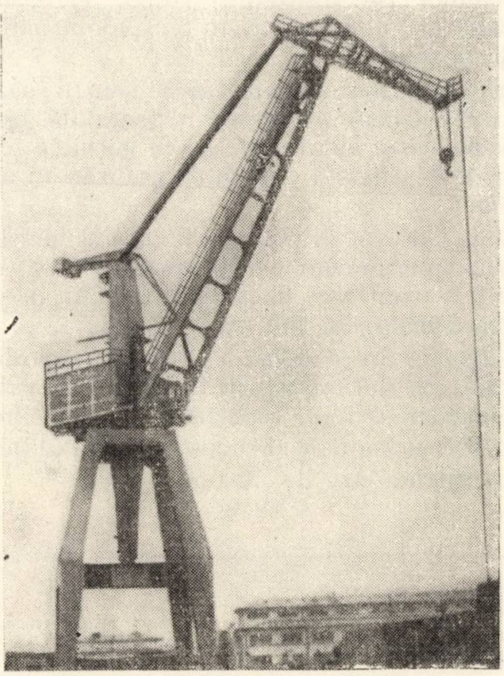


Fig. 14

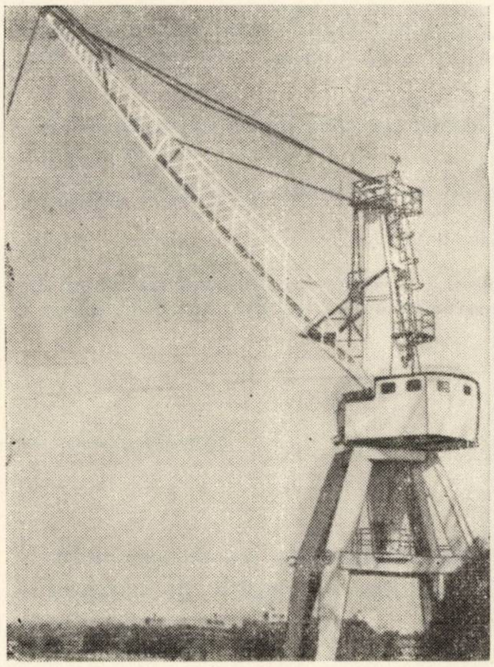


Fig. 15

Specificul manipulării mărfurilor în porturi (încărcări şi descărcări de nave, depozitare etc.) pretind instalaţii de ridicare cu viteze de lucru relativ mari, formele constructive fiind adaptate locului de lucru.

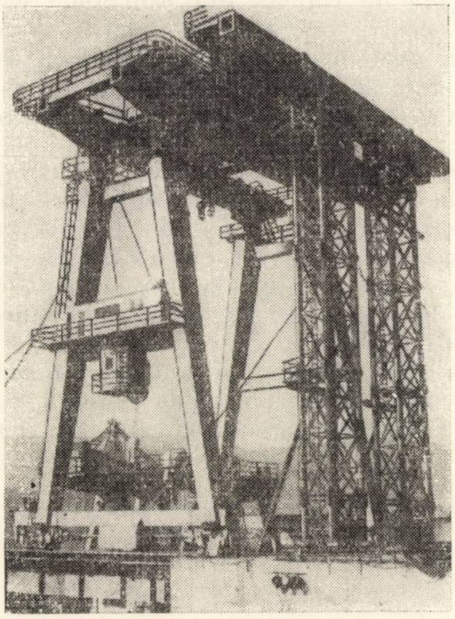


Fig. 16

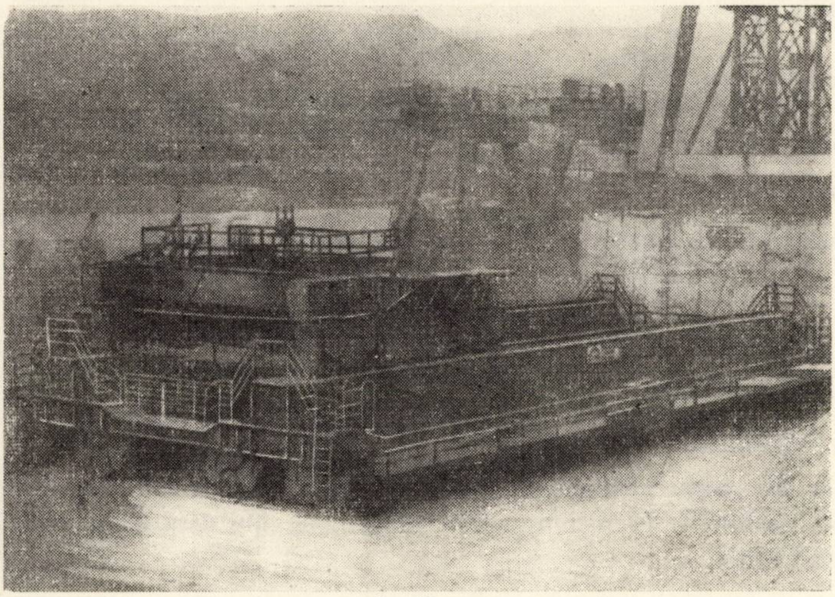


Fig. 17

Astfel, pentru lucru la chei se utilizează, curent, macarale-portal cu cîrlig sau graifăr cu capacităţi de ridicare mici sau mijlocii ca, de exemplu, macaraua-portal de 3,2 tf deja realizată (fig. 15). O macara de depozit portuar, care reprezintă un utilaj de mare complexitate, este podul transbordor de 8 tf, cu deschiderea 63,8 m şi cu macara rotitoare.

Centrale termo şi hidroelectrice. În general, instalaţiile de ridicat din centralele electrice servesc pentru operaţii de montaj şi întreţinere. În unele cazuri, aceste instalaţii îndeplinesc operaţii de exploatare, ca de exemplu manevrarea vanelor de la baraje sau a servomotoarelor.

În ceea ce priveşte genul de utilaje, instalaţiile de ridicat pentru centralele electrice sînt constituite mai ales din poduri rulante sau macarale-capră, cu capacităţi de ridicare variate, mergînd pînă la sarcini de ordinul sutelor de tone şi cu regim de exploatare uşor sau mediu.

Din această categorie fac parte şi macaralele cu cele mai mari capacităţi de ridicare realizate în ţară şi anume : macaraua-capră de 160/50 tf (fig. 16) şi podul rulant de 400/80 tf (fig. 17) destinate pentru SHEN — Porţile de Fier.

În continuare, I.C.P.M.T.R. — Timişoara îşi extinde activitatea de cercetare şi proiectare a maşinilor de transport uzinal, elaborînd documentaţii de asimilare în ţară a noi tipuri de utilaje şi maşini.

Căruciorul manual cu furcă pentru palete, electrostivuitorul cu furcă retractabilă, gama tip de palete şi lăzi încadrate în normele internaţionale reprezintă o serie de realizări în acest domeniu.

Gama variată de poduri rulante şi macarale realizate pînă acum atestă posibilitatea unei dezvoltări continue în următorii ani în ţara noastră a utilajelor din acest domeniu.

Realizarea în condiţii calitative superioare şi asimilarea de noi tipuri de maşini de ridicat şi transport uzinal, constituie în continuare obiectivele principale ale acestui sector al industriei constructoare de maşini.

DC 621.86/.87(09)

Development of hoisting equipment and transport within plants-research and design work covering the requirements of the national economy

The paper presents the technical and economic requirements of the expanding Romanian industry which have brought about the present designing and building activity in the field of hoisting and runer transport equipment : the domestic demand is covered and there are also export availabilities.

A series of representative achievements in various sectors of national economy are presented :

— General purpose equipment : manually actuated rollers and overhead travelling cranes, 5—50 t electric travelling cranes, monogirder electric travelling cranes with electric pulley-block ; electric rolling suspension girders ; grab bucket travelling cranes.

— Special travelling cranes for the light industry, the food industry, for forestry.

— Travelling cranes and cranes for the machine building industry ; forging travelling cranes ; tower cranes with slewing arms, etc.

— Hoisting equipment for thermal treatment sections.

— Travelling cranes for special mounting ; with two trucks for the transport and setting up of heavy aggregates, for servicing of technological lines etc.

— Travelling cranes and cranes for the building and building materials industry : tower cranes, electric winches, truck-mounted cranes, etc.

— Travelling bridges and cranes for the siderurgical and chemical industry : casting cranes, travelling bridges for deep furnaces ; bridges for the transport of charging boxes ; gauntry cranes and conveyers for ore bunkers ; charging machines.

— Travelling bridges and cranes for shipyards and ports.

— Travelling bridges for thermo and hydropower stations.

Photographs present the described equipment.

CD 621.86/.87(09)

Le développement de la production de machines à élever et à transporter dans les usines, activité de recherche et d'élaboration] de projets qui assure la satisfaction des demandes de l'économie nationale

L'article présente les conditions techniques et économiques requises par le développement industriel de la République Socialiste de Roumanie, conditions qui ont déterminé l'initiation et la maturisation de l'activité d'élaboration des projets et d'exécution des machines à élever et à transporter dans l'usine, en vue de couvrir le nécessaire dans tous les domaines de l'économie nationale ainsi que pour l'exportation.

On présente ensuite une série des réalisations les plus représentatives, destinées aux différents secteurs de l'économie nationale, et notamment :

— Machines d'usage général : poutres roulantes et ponts roulants manuels ; ponts roulants électriques de 5—50 tf ; ponts roulants électriques à une seule poutre et avec palan électrique ; poutres roulantes électriques suspendues ; ponts roulants à entraîneur.

— Ponts roulants spéciaux pour l'industrie légère, l'industrie alimentaire et l'industrie forestière.

— Ponts roulants et grues pour l'industrie de la construction de machines ; ponts roulants de forgeage ; grues à colonne fixe et bras rotatif etc.

— Elévateurs pour les sections de traitement thermique (fig. 2, 3, 4).

— Ponts roulants pour montages spéciaux : à deux chariots, destinés au transport et au montage des ensembles lourds (fig. 5), pour desservir individuellement les outillages technologiques etc.

— Ponts roulants et grues pour l'industrie des constructions et des matériaux de construction : grues-tour (fig. 6 et 7), trolleys électriques réversibles, autogrues (fig. 8) etc.

— Ponts roulants et grues pour l'industrie sidérurgique (fig. 11) et pour l'industrie chimique : ponts roulants pour coulées ; ponts à pinces pour les fours profonds ; ponts pour le transport des auges de chargement ; grues à portique (fig. 12 et 13) et ponts transbordeurs pour les dépôts de minerai ; machines pour les charges etc.

— Ponts roulants et grues pour les chantiers navals et pour les ports (fig. 14 et 15).

— Ponts roulants pour centrales thermo et hydroélectriques (fig. 16 et 17).

Le matériel de l'article est illustré avec des photos représentatives des machines à élever décrites.

DK 621.86/.87(09)

Die Entwicklung der Produktion von Hebemaschinen und Anlagen für den Werkverkehr, Forschungs-und Entwicklungstätigkeit für die Gewährleistung des Volkswirtschaftsbedarfs

Im Artikel werden die technisch-wirtschaftlichen Erfordernisse der Industrieentwicklung in der Sozialistischen Republik Rumänien dargelegt, die zur Schaffung und Reife der Entwicklungs-und Fertigungstätigkeit von Hebezeug und Anlagen für die innerbetriebliche Förderung, im Hinblick auf die allseitige Deckung des Volkswirtschaftsbedarfs und des Exports geführt haben.

Fortfahrend werden eine Reihe der wesentlichsten Leistungen für verschiedene Bereiche der Volkswirtschaft angeführt, so :

— Maschinen für allgemeinen Einsatz : Kranbalken und Laufkräne mit Handantrieb ; Laufkräne mit elektrischem Antrieb von 5—50 tp ; elektrische Laufkräne mit Elektroseilzug ; elektrische Hängekranbalken ; Laufkräne mit Greifer.

— Sonderlaufkräne für die Leichtindustrie, die Nahrungsmittelindustrie und die Forstwirtschaft.

— Laufkräne und Kräne für den Maschinenbau ; Schmiedelaufkräne ; Kräne mit festem Sockel und drehbarem Ausleger usw.

— Hebemaschinen für Abteilungen zur Wärmebehandlung (Abb. 2, 3, 4).

— Laufkräne für Sondermontagen : mit zwei Laufkatzen für die Beförderung und Montage schwerer Anlagen (Abb. 5), für Einzelbedienung der technologischen Anlagen usw.

— Laufhräne und Kräne für die Bauindustrie und Baustoffindustrie ; Turmdrehkräne (Abb. 6, 7), elektrische Umkehrwinden, Fahrkräne (Abb. 8), usw.

— Laufkräne und Kräne für die Verhüttungsindustrie (Abb. 11) und die Chemieindustrie ; Laufkräne für Giessereien ; Laufkräne mit Zangen für Tieföfen ; Bockkräne (Abb. 12, 13) und Kranbrücken für Erzlager ; Beschickungsmaschinen usw.

— Laufkräne und Kräne für Werfte und Häfen (Abb. 14,15).

— Laufkräne für Wärme-und Wasserkraftwerke (Abb. 16, 17).

Die im Artikel beschriebenen Anlagen werden durch Aufnahmen der repräsentativsten Maschinen veranschaulicht.

ДК 121.86/.87(09)

Развитие производства внутриэаводских подьемных и транспортных машин, исследовательская и проектная деятельность, обеспечивающая требования народного хозяйства

В статье приводятся технико-экономические требования промышленного развития Социалистической Республики Румынии, обусловившие создание и развитие деятельности по проектированию и осуществлению внутризаводских подъемных и транспортных машин, необходимых для обеспечения всех областей народного хозяйства, а также для экспорта.

В продолжение описываются более репрезентативные осуществления, для различных секторов народного хозяйства, как то:

— Машины общего использования: мостовые балки и ручные мостовые краны; электрические мостовые краны 5—50 тс; электрические однобалочные мостовые краны с тельфером; электрические подвесные мостовые балки; мостовые грейферные краны.

— Специальные мостовые краны для легкой, пищевой и лесной промышленности.

— Мостовые краны и подъемные краны для машиностроительной промышленности; кузнечные мостовые краны, подъемные краны со стационарной колонной и подвижной стрелой и пр.

— Подъемные машины для цехов термической обработки (рис. 2, 3, 4).

— Мостовые краны для специальных монтажей: с двумя тележками, для транспорта и монтажа тяжелых узлов (рис. 5), для индивидуального обслуживания технологического оборудования и пр.

— Мостовые и подъемные краны для строительной промышленности и строительных материалов: башечные краны (рис. 6 и 7) реверсивные электрические лебедки, автомобильные краны (рис. 8) и пр.

— Мостовые и подъемные краны для металлургической (рис. 11) (черной) и химической промышленности: поворотные мостовые краны, грейферные мостовые краны для глубоких печей; мостовые краны для транспорта мульды; краны .на козлах (рис. 12 и 13) и трансбордёры для складов руды; загрузочные машины и пр.

— Мостовые и подъемные краны для судостроительных верфей и портов (рис. 14 и 15).

— Мостовые краны для термо-гидроэлектрических станций (рис. 16 и 17).

Материал статьи иллюстрируют репрезентативные снимки описанных подъемных машин.

CZ 681.4 (498)

DIN REALIZĂRILE INTREPRINDERII OPTICA ROMÂNĂ

Ing. Liviu ILIESCU și ing. Virgiliu IONESCU
I.O.R I.O.R

Fabricaţia aparatelor optice reprezintă preocuparea de bază şi specialitatea întreprinderii Optica Română, singura întreprindere de acest gen din ţara noastră, întreprindere ce are la bază o experienţă de peste 30 ani de activitate în acest domeniu.

Aparatele şi instrumentele optice şi de precizie fabricate la I.O.R. în prezent, se pot clasifica după cum urmează :

— microscoape de cercetare, biologice, metalografice, didactice etc. ;

— aparate de proiecţie cinematografică pentru film de 16 şi 35 mm, inclusiv accesoriile respective ;

— aparate de proiecţie statică — epidiascoape, aparate de mărit foto, de citit microfilme, de proiecţie diapozitive etc. ;

— aparatură medicală — aparate stomatologice, de laborator, oftalmologice şi electrocardiografe ;

— aparatură de măsurat — nivele, microscoape de atelier etc. ;

— truse de sudură oxiacetilenică şi oximetanică ;

— alte produse diverse (obiective, lupe, lentile de ochelari etc.).

Gama largă în fabricaţia de aparate a pretins formarea a numeroase colective de concepţie din domenii mai restrînse de specialitate dar care luate în totalitate cuprind, din punct de vedere tehnic, întregul domeniu de fabricaţie al uzinei.

Ridicarea permanentă a performanţelor produselor prin modernizare şi reproiectare, ţinînd seamă de cele mai noi realizări tehnice în domeniul fiecărui grup de aparate, cum şi extinderea sortimentului de aparate în fabricaţie, a stat în atenţia acestor colective de cercetare, proiectare şi tehnologie.

Întreprinderea Optica Română prin cantităţile şi calitatea produselor pe care le execută satisface necesităţile economiei naţionale cu aparatură optică şi de precizie în domeniile de fabricaţie prezentate mai sus.

În ultimii ani activitatea I.O.R. s-a îndreptat în acelaşi timp spre satisfacerea într-o măsură tot mai mare a cererilor de produse la export.

Posibilitatea a fost creată prin creşterea suprafeţelor de producţie şi, mai ales, prin echiparea cu maşini şi utilaje noi de înaltă precizie şi productivitate şi prin înfiinţarea unor noi secţii de specialitate.

În graficul prezentat în figura 1 se observă creşterea producţiei marfă a întreprinderii faţă de anul 1965, cum şi ponderea producţiei exportate din totalul producţiei-marfă între anii 1966 şi 1968 ; de asemenea, prevederile făcute pentru 1969.

I.O.R. exportă în 15 ţări numeroase produse dintre care se remarcă : microscoape, aparate de proiecţie cinematografică, obiective, truse de sudură etc., şi participă la toate tîrgurile internaţionale importante.

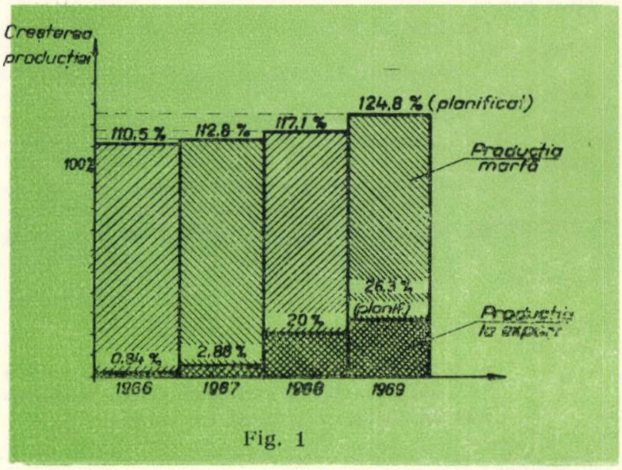


Fig. 1

Însuşirea de noi produse

Tendinţe. Adaptarea unor noi soluţii constructive moderne în vederea ridicării calitative a performanţelor tehnice ale noilor produse, cum şi adaptarea unei linii estetice moderne sînt preocupările de bază din ultimii ani ale colectivului de cercetare-proiectare al întreprinderii Optica Română.

În cadrul acestei activităţi care urmăreşte în definitiv ridicarea calităţii produselor s-au avut în vedere o serie de tendinţe şi metode de lucru prezentate sintetic în cele ce urmează.

Astfel, s-a urmărit, în general, creşterea parametrilor funcţionali ai produsului la nivelul mondial, în paralel cu reducerea substanţială a greutăţii. Se remarcă, în acest sens, noul aparat portabil de proiecţie cinematografică pentru film de 16 mm, la care se obţine un flux luminos de 500 lm (de peste două ori mai mare decît la vechiul tip), redarea sunetului înregistrat optic sau magnetic în gama de 40—12 500 Hz, la o putere a amplificatoarelor de 15 W, proiecţie pe ecran lat, funcţionarea silenţioasă etc. Greutatea acestui aparat s-a redus, în acelaşi timp, la jumătate faţă de vechiul tip. În aceeaşi situaţie se prezintă noul electrocardiograf cu două canale „Cardior 2" la care, în paralel cu ridicarea performanţelor, s-a redus greutatea la 11 kgf.

Reducerea greutăţii este o cerinţă esenţială în special pentru aparatele portabile făcîndu-le uşor manipulabile în orice condiţii de utilizare şi obţinîndu-se totodată o reducere a preţului de cost.

Se acordă o deosebită atenţie aspectului estetic al aparatelor. Linia modernă de prezentare a produselor linia dreaptă, coloritul în nuanţe pastel şi combinate, fac ca ele să atragă şi să se armonizeze plăcut cu obiectele înconjurătoare (de exemplu microscopul de cercetare MC—1, electrocolorimetrul, aparatul de citit microfilme, aparatul de proiecţie A.P.T. 16—4 etc.).

Ridicarea nivelului finisării exterioare a aparatelor se încadrează, de asemenea, în acţiunea de prezentare estetică a lor cu atît mai mult cu cît produsele de mecanică fină trebuie să se impună şi din acest punct de vedere. Se remarcă în acest sens întreaga gamă de microscoape fabricate în ultimii ani.

Se utilizează în fabricaţia aparatelor noi materiale care au impus introducerea unor tehnologii noi de fabricaţie; de exemplu, piese din poliesteri armate cu fibre de sticlă, curele de antrenare din cauciuc armat cu fibre de sticlă, piese din mase plastice de dimensiuni mari cu pereţi subţiri şi aspect exterior ireproşabil etc.

Activitatea de însuşire a noilor produse s-a îndreptat cu precădere spre perfecţionarea produselor din sortimentul curent al uzinei şi aducerea lor pe o nouă treaptă calitativ superioară. Cu toate acestea, activitatea de asimilare a cuprins şi noi tipuri de aparate create în scopul satisfacerii cererii beneficiarilor şi a creşterii sortimentului de fabricaţie pus la dispoziţia acestora: aparatul de citit microfilme, trusa oftalmoscop, microscoape pentru maşini-unelte etc.

În activitatea de însuşire a noilor produse, pe lîngă contribuţia directă a serviciilor de cercetare-proiectare ale uzinei ce sînt specializate în mai multe direcţii (optică, mecanică fină, electronică etc.), rezolvarea unor probleme de înaltă specialitate sau de verificări funcţionale a fost încredinţată unor laboratoare de cercetare sau chiar unor institute de cercetare ca Institutul de mecanica fluidelor (trusa de sudură), I.C.P.A.T. (aparatul de reglat faruri), I.C.P.E. (electrocardiograf), Institutul de metrologie (electrocolorimetrul, aparatul de proiecţie A.P.T. 16—4). În acelaşi scop s-a colaborat intens pentru probe funcţionale cu Ministerul Sănătăţii (oftalmoscop, electrocardiograf etc.). Rezultatele obţinute şi avizate de specialiştii acestor unităţi a constituit baza tehnică de omologare a noilor produse.

Avînd în vedere importanţa ce trebuie acordată duratei de funcţionare în timp a noilor produse, s-au studiat şi aplicat noi metode şi probe de anduranţă, care într-un timp scurt să solicite mai intens produsul, corespunzător unei perioade mai îndelungate de utilizare normală. În acest fel s-a reuşit a se depista şi elimina soluţiile constructive nesigure în funcţionare sau care produc uzuri premature.

Astfel de probe au fost aplicate la trusa oftalmoscop, la unitatea dentară Dentior, 3, trusa de sudură etc.

Numai după ce probele de durată stabilite au fost trecute cu succes, produsele au fost prezentate spre omologare şi însuşire în fabricaţie.

În cele ce urmează vor fi prezentate cele mai noi şi reprezentative produse din fabricaţia I.O.R. grupate pe tipuri de aparate, conform clasificării prezentate mai sus.

Fabricarea de microscoape se înscrie printre realizările de performanţă ale întreprinderilor de optică şi în general constituie preocuparea de tradiţie care a determinat un nivel înalt al preciziei lucrărilor în optică şi mecanică fină, în principalele întreprinderi din lume.

Întreprinderea Optica Română şi-a concentrat o parte importantă din eforturile şi posibilităţile sale pentru însuşirea treptată şi raţională a tipurilor de microscoape de la cele mai simple pînă la microscopul universal de cercetare, în paralel cu desfăşurarea unei activităţi de investigare prin cercetări de uzină, cum şi printr-o permanentă colaborare cu oamenii de ştiinţă şi specialiştii din diferite domenii de folosire a microscoapelor.

Partea optică a ridicat probleme deosebit de grele mai ales la proiectarea obiectivelor de microscop de performanţă unde a fost nevoie de un volum mare de calcul, efectuat cu ajutorul maşinilor de calcul de mare capacitate.

Atît îmbunătăţirea unor tipuri mai vechi de obiective cît şi crearea de tipuri noi, perfecţionate, constituie o preocupare permanentă a biroului de calcul optic care, folosind intens calculatoarele electronice, a obţinut sisteme optice cu parametri ridicaţi.

Partea mecanică a microscoapelor, stativul, dispozitivele pentru deplasarea mesei, dispozitivele pentru punerea la punct fină şi rapidă sînt obiecte de studiu şi perfecţionare pentru toate firmele producătoare de microscoape.

Printr-un studiu susţinut, au fost obţinute sisteme mecanice foarte stabile, reducîndu-se influenţa vibraţiilor şi obţinîndu-se deplasări foarte precise lipsite de jocuri.

În paralel cu studiile pentru proiectarea microscoapelor au fost efectuate numeroase lucrări pentru obținerea unor tehnologii corespunzătoare.

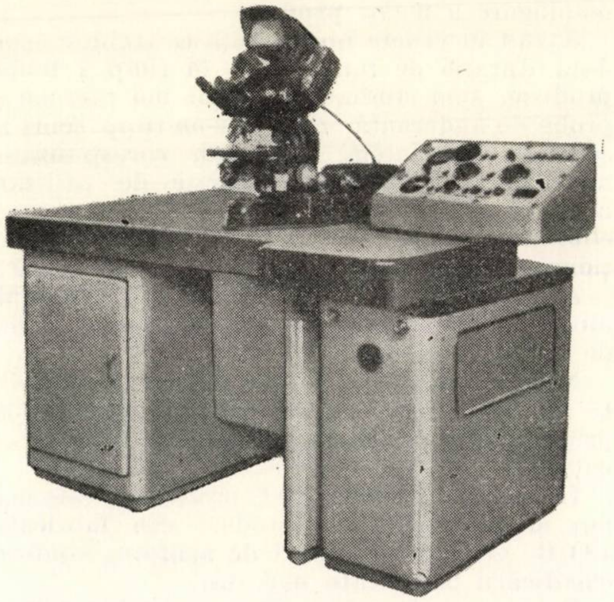


Fig. 2

Prelucrarea precisă a lentilelor mici a necesitat formarea unor cadre specializate care au fost recrutate dintre muncitorii cu cea mai mare îndemînare, iar pe de altă parte s-au studiat și executat dispozitive de lucru și control care au redus mult influența factorilor subiectivi.

O preocupare permanentă o constituie centrarea pieselor optice atît în obiectivele de microscop cît și în sistemele optice ale microscoapelor complexe. Astfel, la microscopul universal de cercetare MC—1, considerînd sistemele de iluminat și sistemele optice pentru fotografiere și proiecție, se pot număra nouă axe optice racordate la axa principală a microscopului în lungul cărora trebuie aliniate numeroase piese optice cu suprafețe sferice sau plane. Reglarea microscopului astfel încît să se asigure centrarea tuturor pieselor optice față de axa principală de referință, se face folosind o aparatură specializată, realizată după studii și încercări numeroase, aparatură cu care personalul de înaltă calificare execută montajul de precizie, după un proces tehnologic stabilit în amănunțime.

Principalele tipuri de microscoape executate de întreprinderea Optica Română sînt grupate în categoria MC, care cuprinde seria de microscoape de cercetare, și în categoria ML care cuprinde seria de microscoape de laborator.

În prima serie se disting : MC—1 microscop universal de cercetare, MC—2 microscop pentru metalografie, MC—3 microscop pentru biologie.

În a doua serie s-au construit tipuri din ce în ce mai perfecționate, executîndu-se în prezent tipul ML—4, care se livrează în cîteva variante.

Tipurile din seria MC sînt astfel construite încît ele derivă din tipul universal MC—1, prin folosirea aceluiași stativ la care se adaugă unele dispozitive specifice scopului. Microscopul universal de cercetare MC—1 (fig. 2 și 3) a fost conceput în ideea aplicării obiectului cercetat, a metodelor microscopiei (succesiv sau simultan mai multe metode), scutind pe cercetător să studieze obiectul pe microscoape diferite. Studierea aceluiași preparat pe mai multe microscoape se face cu dificultate, ținînd seamă de faptul că determinarea zonei care se studiază este o operație dificilă și de faptul că microscoapele diferă între ele în ceea ce privește unele caracteristici de finețe (putere separatoare, contrast etc.).

Dispozitivele microscopului MC—1 permit să se parcurgă aproape toate metodele cunoscute în microscopie, fără ca partea din preparat care se găsește la un moment dat în cîmpul microscopului să fie schimbată. Dintre aceste metode se remarcă : microscopia de transparență, microscopia de reflexie, contrastul de fază, microscopia de fluorescență, microscopia în lumina polarizată, ultramicroscopia cu și fără imersie, microscopia în iluminare combinată (de transparență și reflexie), microfotografia color sau alb-negru pe două aparate existente simultan pe microscop, microproiecția, microfilmarea.

Aceste posibilități au fost realizate prin montarea pe microscop a patru surse de lumină diferite, care pot fi introduse în sistemul optic al microscopului printr-un comutator optic.

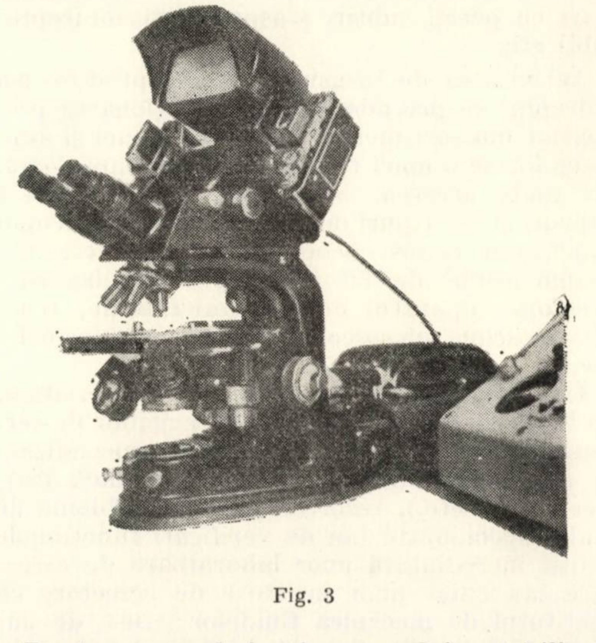


Fig. 3

Pentru a conferi microscopului o stabilitate maximă, calea optică pentru fotografiere și proiecție a fost construită în forma de Z, fapt care a coborît centrul de greutate al părţii superioare, făcînd să scadă considerabil amplitudinea vibraţiilor, atît a celor care se transmit din exterior prin talpa microscopului, cît şi a celor generate în timpul lucrului (de exemplu şocurile provocate de mecanismul obturatorului). Sistemele optice intermediare au format obiectul unor studii deosebit de minuţioase pentru a reduce la valori neglijabile aberaţiile şi lumina parazită.

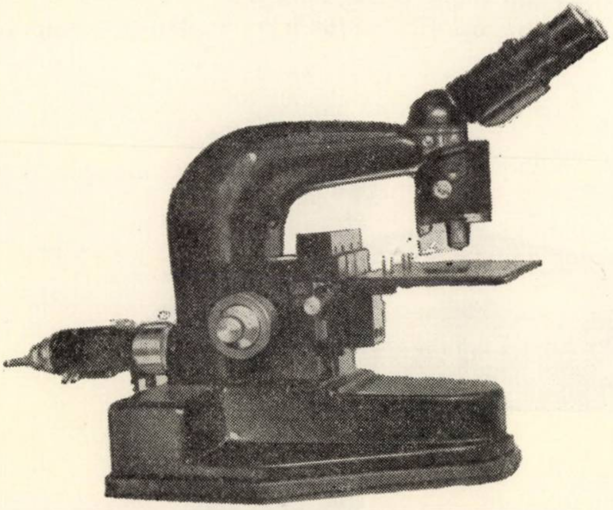


Fig. 4

Sistemele optice de iluminat păstrează principiul Köhler, dimensionarea colectorilor făcîndu-se astfel încît să se reducă aberaţia care apare în mod inerent ca urmare a faptului că sursa este tridimensională.

Se remarcă în construcţia microscopului MC—1 modul de amplasare şi folosire a aparatelor de fotografiat care oferă posibilitatea unei vizări comode şi fotografieri rapide.

Pentru obţinerea unei acţionări de mare sensibilitate a dispozitivului mişcării fine de punere la punct, s-a conceput un sistem mecanic care micşorează considerabil forţele orizontale din ghidajul mesei, obţinîndu-se deplasări de sens contrar fără joc.

Dintre caracteristicile importante ale microscopului de cercetare MC—1 se menţionează: grosismente 15 x — 2 000 x; obiective acromate 3, 6, 10, 20, 40, 90x; obiective apocromate 40, 63, 100x; lumină polarizată şi filtre polaroide; dispozitive de fluorescenţă cu lampă HBO 200 (200 W); cîmp întunecat umed şi uscat; contrastul de fază cu obiective 10, 20, 40, 90x; lampă cu arc electric de 500 W; dispozitiv pentru iluminare prin reflexie; sistem foto electric pentru determinarea timpului de expunere încorporat în microscop; dispozitiv de protecţie pe masă şi dispozitiv de protecţie pe ecran; sistem de fotografiere pe plăci 6 × 9, cum şi două aparate de fotografiat pentru film de 35 mm (pentru film color şi alb-negru) şi montate simultan pe microscop.

Aşa cum s-a arătat, din microscopul MC—1 derivă tipuri simplificate, printre care şi microscopul metalografic MC—2 (fig. 4), echipat cu dispozitive pentru iluminare prin reflexie.

Caracteristicile principale ale microscopului sînt: grosismente 5x —1 500 x (ultima treaptă se realizează cu obiectiv cu imersie); cîmp luminos şi cîmp întunecat; lumină polarizată; lampă cu incandescenţă de 30 W.

Sistemul de iluminat este realizat după Köhler, folosind un colector plasat pe stativul microscopului. Poziţiile diafragmei de cîmp şi ale diafragmei de apertură au fost studiate pentru dimensionarea luminii parazite la valori neglijabile, păstrînd în acelaşi timp apertura fasciculelor de iluminat la valorile corespunzătoare obiectivului folosit.

Obiectivele sînt prevăzute cu condensoare inelare pentru realizarea iluminării în cîmp întunecat, folosit întunecat atît la analizele metalografice de structură cît şi la observarea unor incluziuni şi segregări eterogene.

Posibilităţile de analiză sînt extinse prin folosirea luminii polarizate care se realizează cu filtru polaroid.

Un alt microscop derivat din MC—1 este microscopul de cercetare MC—3 (fig. 5) — care are următoarele cracteristici principale: grosisment 20x — 1 500x; optică acromată inclusiv o obiectiv cu imersie în ulei de 90x; obiective apocromate de 63x şi 100x cu imersie în ulei; sistem de iluminat Köhler cu lampă cu incandescenţă de 30 W; optică pentru contrast de fază avînd grosismente între 150 x 1 500 x.

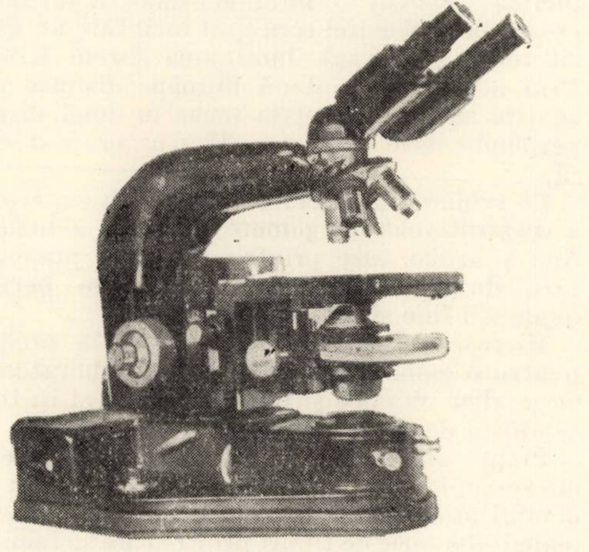


Fig. 5

Acest microscop poate fi echipat la cerere cu un dispozitiv de fluorescenţă prin reflexie avînd ca sursă o lampă cu vapori de mercur de tipul HBO de 200 W.

Ca urmare a unor studii întreprinse în laboratoarele uzinei s-a realizat pentru dispozitivul de fluorescenţă prin reflexie o oglindă selectivă care reflectă, cu mare randament, fluxul de excitaţie şi lasă să treacă, de asemenea, cu pierderi mici, fluxurile excitate, obţinîndu-se imagini de fluorescenţă cu o strălucire ridicată.

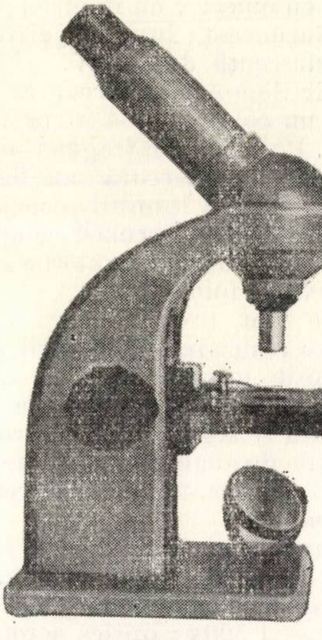


Fig. 6

În domeniul microscopiei curente I. O. R. livrează în prezent tipul de microscop ML—4, grosisment 100 x — 1 350 x; cap revolver pentru cinci obiective şi tub binocular înclinat; sistem de iluminat fixat în talpa microscopului şi astfel conceput încît într-un gabarit redus realizează iluminarea sistem Köhler. Prin acţionarea a două butoane dispuse concentric se poate deplasa masa în două direcţii perpendiculare (transversală şi anteroposterioară).

Se remarcă de asemenea calitatea superioară a dispozitivelor de punere la punct a mişcării fine şi grobe, care printr-o execuţie precisă şi prin dozarea eforturilor de frînare permite deplasări fine şi fără jocuri.

Microscopul ML—4 se foloseşte, în prezent, pentru o gamă largă de lucrări în laboratoarele de analize chimice şi biologice, cum şi în învăţămîntul de nivel superior.

Progresul de fabricaţie al I. O. R. în domeniul microscopiei a prevăzut şi o preocupare în domeniul microscoapelor simple cu scop didactic, realizînd o serie de tipuri printre care se remarcă microscoapele MD—1 şi MD—2 (fig. 6).

Construcţia, relativ simplă, de o deosebită robusteţe, eliminînd din dispozitivele de acţionare pinioane şi cremaliere, a urmărit ideea realizării unor microscoape destinate în principal şcolilor elementare şi liceelor.

Microscopul didactic MD—1 realizează un grosisment de 150x avînd un obiectiv de 10x şi un ocular de 15x.

Pentru obţinerea unor iluminări corecte se foloseşte o oglindă şi un disc cu diafragma montată sub masa microscopului.

Microscopul didactic MD—2 este prevăzut în plus cu un cap revolver pentru trei obiective avînd posibilitatea să realizeze şase trepte de mărimi de la 60x la 300x.

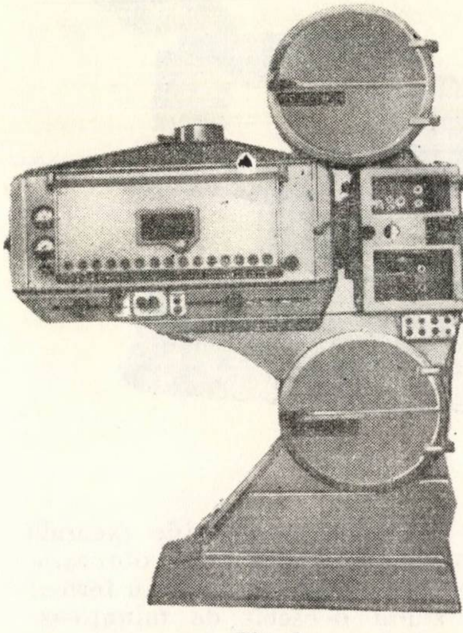


Fig. 7

În domeniul aparaturii de proiecţie cinematografică experienţa de fabricaţie preluată prin comasare cu fosta întreprindere Tehnocin, a permis specializarea I. O. R. în realizarea aparatelor de proiecţie stabile pentru film de 35 mm şi a celor stabile şi portabile pentru film de 16 mm.

Specializarea constă nu numai în utilarea cu aparatură şi maşini specifice acestui sector de fabricaţie, dar şi în formarea unor colective de lucru cu bogată experienţă în munca de cercetare, proiectare şi execuţie.

Realizarea aparaturii de proiecţie cinematografică la I. O. R. are ca scop satisfacerea necesităţilor reţelei cinematografice fără a mai fi necesar importul şi, ca urmare, aparatele respective sînt realizate în toate condiţiile necesare de performanţă şi siguranţă în exploatare.

Pentru proiecţia filmului de 35 mm s-a realizat aparatul tip APS35—7 (fig. 7), destinat cinematografelor cu săli pînă la 2 000 locuri, într-o construcţie robustă de tip închis, permiţînd efectuarea comenzilor centralizat cu ajutorul releelor electrice.

Dintre caracteristicile tehnice mai importante se menţionează: flux luminos util 6 000 lm prin arc electric; obiective normale cu diametrul 52,5 sau 82,5 mm, cum și dispozitiv anamorfotic pentru proiecția pe ecran lat; capacitatea tobelor 1 000 m film; citirea optică a sunetului cu fotodiodă (amplificarea sonoră cu instalația AT6-D); clapete de siguranță, etufori, instalație electrică grupată în suportul aparatului; portiță cu canalul filmului curb; ungere centralizată cu pompă de ulei; alimentare cu curent trifazat 380 V—50Hz.

Acest aparat de proiecție cuprinde experiența de fabricație și îmbunătățirile constructive aduse pe parcursul celorlalte șase tipuri fabricate anterior.

Cea mai nouă realizare în ce privește aparatura de proiecție cinematografică o reprezintă însă aparatul portabil pentru film de 16 mm APT16—4 (fig. 8), destinat spectacolelor în cluburi, cămine culturale, instituții școli etc.

Acest aparat a pus la încercare și a dovedit, totodată, capacitatea și experiența colectivelor de proiectare din I. O. R. în a realiza un aparat care să îmbine siguranța în funcționare cu performanțele tehnice ridicate, cu greutatea redusă și cu aspectul estetic modern.

Aparatul permite redarea sonoră în gama de frecvență de 40—12 500 Hz, atît a înregistrărilor optice, cît și magnetice, cu ajutorul unui amplificator complet transistorizat și integrat aparatului. Difuzoarele de putere (2 × 10 W) sînt introduse într-o valiză aparte și care conține și anexele necesare (bobine, cabluri, obiective, accesorii).

Antrenarea mecanismelor se face cu ajutorul unor curele dințate de cauciuc armate cu fibre de sticlă. Caracteristicile tehnice principale sînt: flux luminos 500 lm (lampă de proiecție 1 000 W); tensiune de alimentare 220 V—50 Hz; frecvența de proiecție 24 imagini/s; puterea de ieșire la amplificator 15 W; dispozitiv de adaptare a obiectivelor anamorfotice cilindrice pentru ecran lat; obiective $f = 50$ mm, 65 sau 75 mm; capacitatea bobinelor 600 m film; aparatul și valiza difuzoarelor protejate cu huse speciale din înlocuitori de piele; greutatea: aparatul 23 kg, valiza difuzoarelor circa 14 kgf.

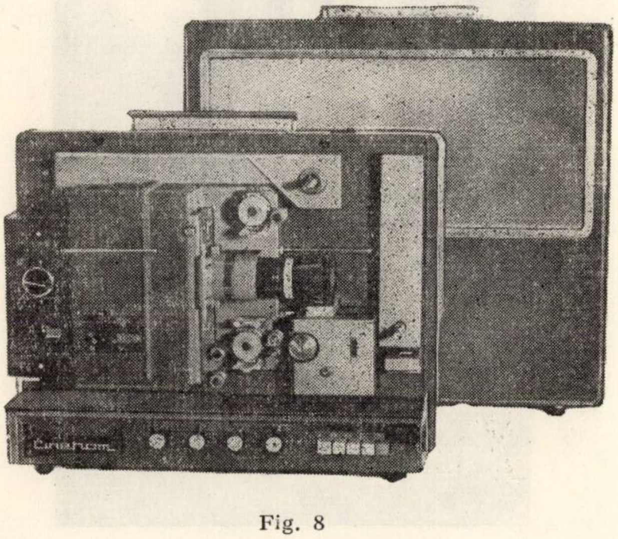


Fig. 8

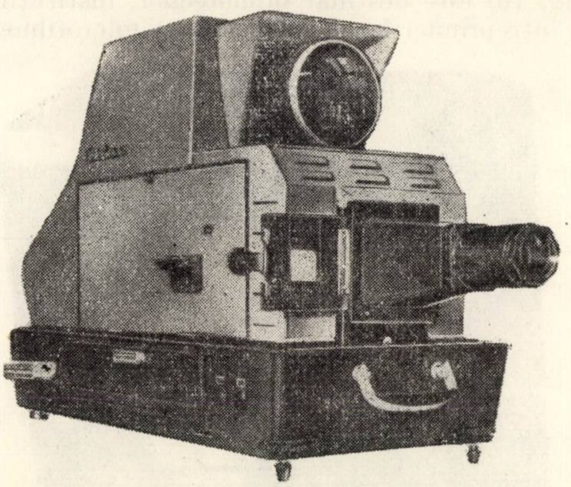


Fig. 9

Aparatul conține numeroase soluții constructive noi, brevetate.

Aparatul de proiecție APT 16—4 se remarcă prin numeroase îmbunătățiri aduse față de tipuri similare prin: realizarea unei funcționări extrem de silențioase; prin asigurarea unei mari rezistențe la uzură a pieselor în contact cu filmul, în paralel cu protejarea acestuia împotriva oricărei deteriorări; folosirea carcaselor din poliesteri pentru o bună rezistență și rezonanță în cazul folosirii difuzorului de control; posibilitatea utilizării amplificatorului pentru redări sonore cu ajutorul microfonului, picupului etc.; posibilitatea derulării filmului direct pe aparat; aspectul estetic remarcabil ce se înscrie în linia modernă, împreună cu o greutate redusă.

În grupa aparatelor de proiecție statică s-au însușit în fabricație, în ultimul timp, următoarele două produse noi: epidiascopul Atlas și aparatul de citit microfilme Lector 1.

Epidiascopul Atlas (fig. 9), destinat sălilor de proiecție din școli, facultăți, conferințe, cămine culturale etc., realizează proiecția imprimatelor netransparente (epi) pînă la formatul 160 × 160 mm, cu un obiectiv Epiclar $f = 430$ mm 1/3,5 și a diapozitivelor de 50 × 50; 70 × 70 sau 85 × 85 mm, cu un obiectiv Dialux $f = 210$ mm 1/4,5. Iluminarea se face cu ajutorul a două becuri speciale de proiecție de cîte 500 W, la tensiunea de 220 V—50 Hz, iar răcirea cu două ventilatoare electrice. Fluxul luminos la proiecția epi este de minimum 20 lm, iar la proiecția dia de minimum 300 lm. Aparatul se remarcă prin calitatea imaginilor proiectate, prin aspectul estetic modern și prin uşurinţa de manevrare fără a fi necesare cucunoştinţe de specialitate.

Aparatul de citit microfilme — Lector 1 (fig. 10) este destinat bibliotecilor, instituţiilor şi întreprinderilor, pentru citirea microfilmelor realizate după planuri, reviste, fotografii, documente de orice fel etc. Aparatul realizează o proiecţie foarte luminoasă (între 250 şi 1 000 lx) pe ecranul propriu, sau prin proiecţie pe ecran separat, cu ajutorul a trei obiective cu distanţa focală de 35, 50 şi 75 mm şi deschidere relativ mare.

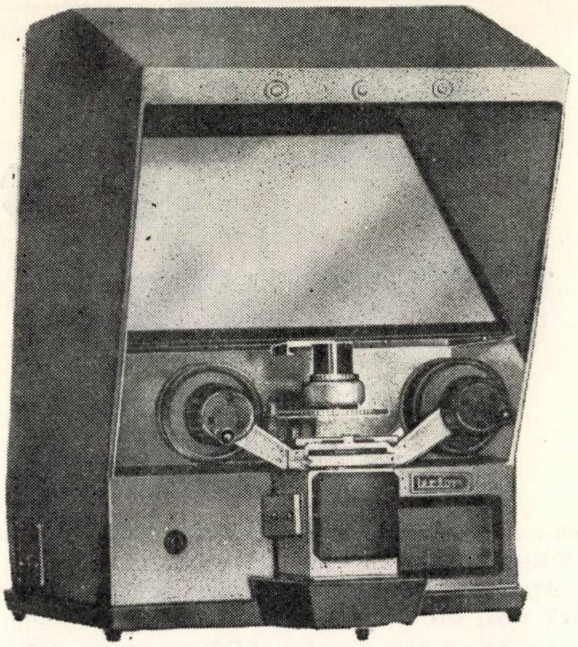


Fig. 10

Imaginile proiectate pot fi de pe filme pozitive sau negative, perforate sau neperforate cu lăţimi între 8 şi 35 mm, precum şi de pe microfişe transparente cu dimensiuni de 105 × × 150 mm.

Sursa de iluminare la joasă tensiune este alimentată prin transformator, de la 127 la 22 V— 50 Hz.

Aparatul posedă toate accesoriile necesare pentru asigurarea unui citit comod şi uşor, timp îndelungat, permiţînd celor interesaţi să studieze microfilme ale tuturor documentelor existente în biblioteci.

În aparatura medicală I. O. R. a realizat o serie de noi produse la un înalt nivel tehnic.

Fabricaţia aparaturii medicale a căpătat o tradiţie în cadrul I. O. R. avînd în vedere calitatea cerută acestor aparate de reţeaua sanitară. Creşterea permanentă a numărului de cabinete medicale, policlinici şi spitale din ţara noastră este sprijinită de I. O. R. prin livrarea de aparatură modernă în cantităţi importante.

Aparatele medicale mai importante produse sînt : instalaţii stomatologice, electrocardiografe, aparate de laborator (electrocolorimetre, agitatoare magnetice, aglutinoscoape etc.), oftalmoscoape etc.

Fabricaţia instalaţiilor stomatologice se va continua în anii următori cu tipul Dentior 3 (fig. 11), care prezintă o serie de îmbunătăţiri ale braţului Doriot, echiparea cu piese dentare drepte de turaţie ridicată, piese în contraunghi etc. Conceput în vederea efectuării de la cele mai simple pînă la cele mai complicate tratamente dentare, aparatul este echipat cu o multitudine de dispozitive de lucru printre care : sondă injector, suflător de aer cald absorbitor, endoscop, negatoscop, masă cu toate ustensilele necesare, lampă scialitică, ventilator, braţ Doriot, turbină pentru 300 000 rot/min etc.

Aparatul se livrează împreună cu anexele necesare pentru utilizare în cele mai bune condiţii, inclusiv un compresor de aer de 3—5 kgf/cm^2.

Trusa oftalmoscop electric (fig. 12) reprezintă un complex de dispozitive pentru diagnosticarea diferitelor defecte ale ochiului. Se compune din oftalmoscop, schiascop, dispozitiv de iluminat cu fantă, lupă de control, diafanoscop şi transformator electric.

Combinaţiile de puteri obţinute cu discurile cu lentile de compensare sînt cuprinse între —24,5 şi +25 dpt.

Oftalmoscopul conţine o serie de reticule, stea-reţea, soare, cercuri concentrice, punct negru etc. şi permite reglarea tensiunii la lampa de iluminare. Trusa se livrează într-o casetă îmbrăcată în catifea cu un aspect deosebit de plăcut.

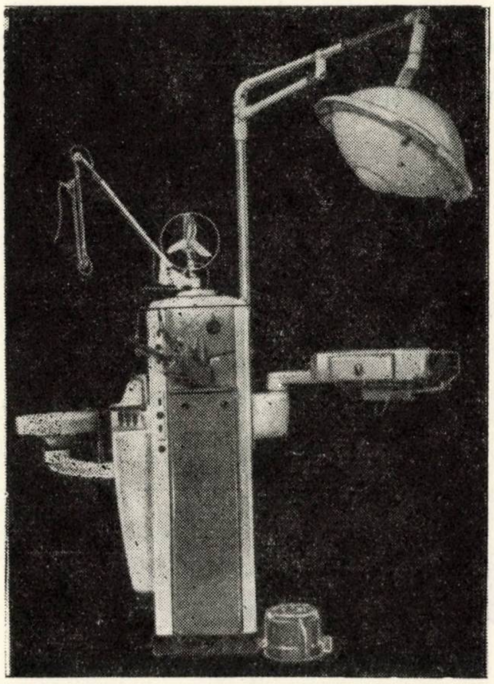


Fig. 11

Însuşirea produsului s-a făcut pe baza unei colaborări strînse cu medici de specialitate în scopul realizării tuturor performanţelor şi al manevrabilităţii la nivelul celor mai ridicate exigenţe.

O realizare în cadrul aparaturii medicale o reprezintă electrocardiograful portabil cu două canale Cardior 2 (fig. 13). El poate fi utilizat, dată fiind greutatea redusă, atît în policlinici cît şi la domiciliul bolnavilor.

Aparatul este de tipul cu înscriere directă pe două canale şi control operatoriu pentru E. K. G. fonografie şi puls venos. Foloseşte hîrtie de 90 mm lăţime la viteza de derulare de 25 sau 50 mm/s. Amplificatoarele sînt perfect identice, simetrice, cu patru etaje de amplificare în curent continuu şi cîte un etaj final în push-poll, tranzistorizaţi. Intrarea se face pe tuburi în curent continuu.

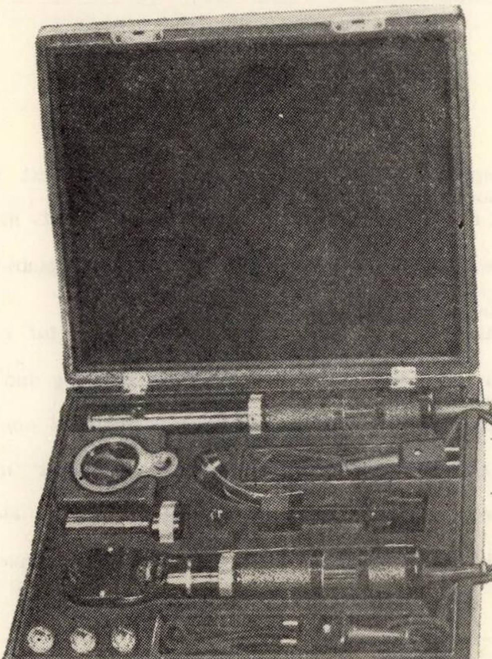


Fig. 12

Sistemul de înregistrare se compune din galvanometre magnetoelectrice cu peniţe încălzite electric.

Caracteristicile mai importante sînt : caracteristica de frecvenţă 0,3—60 Hz ; neliniaritatea la frecvenţă +5—10% faţă de 15 Hz ; constanta de timp 1,7—2,5 s ; sensibilitatea de intrare la amplificator 0,5—1—1,5 mm/mV ; alimentarea la 125—220 V — 50 Hz ; variaţia admisibilă a tesniunii de alimentare +10, —15% ; greutatea circa 11 kgf.

Aparatul se livrează în geantă de protecţie, însoţit de o trusă cu accesorii.

S-au urmărit şi s-au realizat de către colectivul de proiectare performanţe care se încadrează şi în normele de fabricaţie internaţională, reducerea greutăţii la jumătate faţă de vechiul aparat şi realizarea unei estetici moderne. În vederea scopului urmărit s-au folosit materiale electronice executate în toleranţe strînse şi de gabarite reduse, circuite imprimate, aluminiu şi masele plastice în special pentru piesele exterioare.

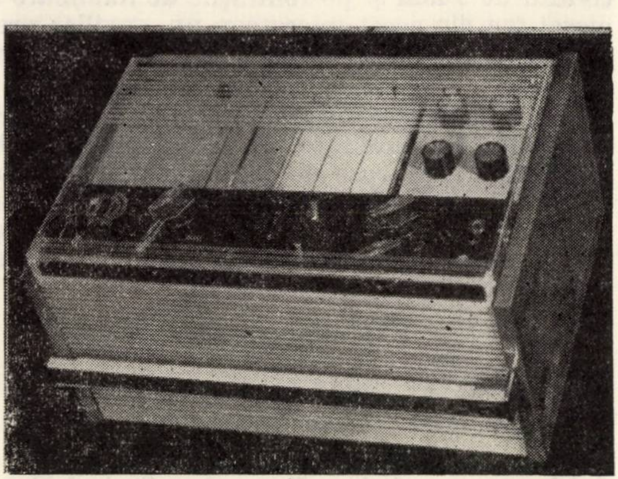


Fig.13

S-au adaptat noile principii de construcţie ale aparatelor electronice moderne de înaltă performanţă puse de acord cu cerinţele medicilor cardiologi care au colaborat la realizarea aparatului şi cu prescripţiile normelor de construcţie şi verificare a aparaturii electromedicale.

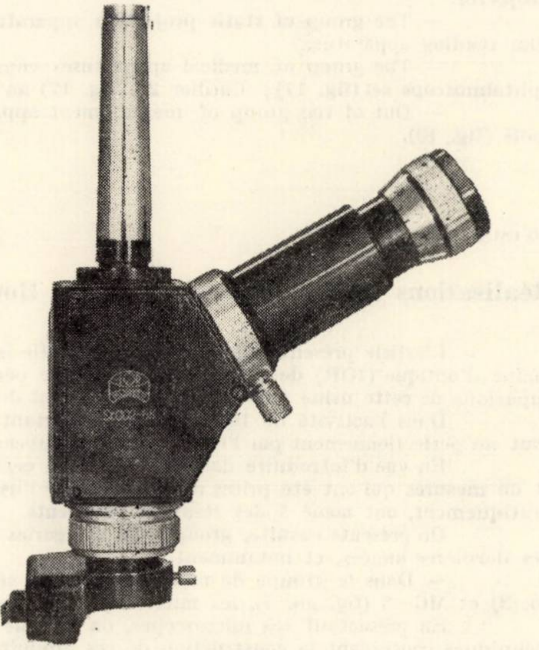


Fig.14

Din grupa aparatelor de măsură face parte şi un nou microscop de centrare (fig. 14), folosit pe mașinile-unelte de prelucrări la rece pentru centrarea pieselor cu o precizie de ±0,01 mm. Grosismentul aparatului de 20 x, cîmpul obiectivului de 9 mm și posibilitățile de iluminare a piesei fac din acest microscop un auxiliar prețios în orice atelier mecanic de precizie, sculării etc.

I. O. R. a mai realizat și alte produse noi care vor putea fi prezentate ulterior cum sînt cele șapte tipuri de truse de sudură și tăiere oxiacetilenică, trusa de tăiere oximetanică, electrocolorimetrul, aparatul de reglat faruri auto și un număr de peste 30 de tipuri de lupe noi destinate celor mai felurite utilizări.

Întreprinderea Optica Română are un vast program de dezvoltare în viitorii ani în vederea diversificării și perfecționării produselor sale. În acest sens se va dezvolta domeniul microscopiei, creîndu-se noi tipuri de microscoape: fotomicroscopul cu fotografia automată, microscopul interferențial, microscoape perfecționate de polarizare etc. Se vor dezvolta noi sectoare pentru producția de obiective și aparate de fotografiat pentru export. În grupa de aparate de proiecție cinematografice se vor însuși construcții cu elemente miniaturizate și automatizate folosind noi surse de lumină. De asemenea se va dezvolta intens grupa aparatelor medicale.

DC 691.4(498)

Achievements of the „Romanian Optical Enterprise"

In part one the paper presents a range of optico-mechanical apparatuses put out by IOR — Bucharest which has been active for more than thirty years in this field tendering also many products for export.

IOR has always been eager to assimilate new apparatuses and to perfect the current fabrication products making use of the latest scientific advances in this field.

The paper describes a series of methods utilized at the plant with a view to putting out high quality guaranteed product.

A set of several categories of new products put out at IOR these last years are briefly described:

— MC—1, MC—2 and MC—3 research microscopes; ML—4 laboratory microscopes; MD microscopes for educational purposes.

One gives technical explanations regarding their construction and the difficulties encountered in devising and building these precision instruments; the performances of the microscopes are also given.

— The group of film projection apparatuses includes the 35 mm film projector and the new portable 16 mm film projector.

— The group of static projection apparatuses (slides) includes the „Atlas" epidiascope and the „Lector 1" microfilm reading apparatus.

— The group of medical apparatuses comprises: „Dentior 3" (fig. 10) , a stomatological installation; an electric ophtalmoscope set (fig. 11); „Cardior 2" (fig. 12) an electrocardiograph.

— Out of the group of measurement apparatuses the paper is presenting the centring microscope for machine-tools (fig. 13).

CD 681.4(498)

Réalisations de l'Entreprise d'Optique Roumaine

L'article présente dans la première partie la gamme d'appareils optiques et mécaniques exécutés par l'entreprise roumaine d'optique (IOR) de Bucarest pendant une période d'activité de plus de 30 ans dans ce domaine, ainsi que les préoccupations de cette usine en vue de l'accroissement de la production destinée à l'exportation.

Dans l'activité de IOR, un rôle important revient à l'activité d'assimilation de certains nouveaux produits et surtout au perfectionnement par l'élaboration de nouveaux projets pour les produits de fabrication courante.

En vue d'introduire dans la fabrication certains produits à niveau technique élevé, on expose une série de méthodes et de mesures qui ont été prises dans le cadre de l'usine, destinées à garantir la qualité des nouveaux produits assimilés et qui pratiquement, ont mené à des résultats excellents.

On présente ensuite, groupés par catégories d'appareils, les principaux produits nouveaux que IOR a réalisé au cours des dernières années, et notamment :

— Dans le groupe de microscopes — la série de microscopes de recherche MC—1 (fig. no. 1 et 2), MC—2 (fig. no. 3) et MC—3 (fig. no. 4), les microscopes de laboratoire type ML—4 et les appareils didactiques type M.D. (fig. no. 5).

En présentant ces microscopes, on indique aussi les principales performances réalisées et on donne des explications techniques concernant la construction de ces produits de précision.

— Dans le groupe des appareils de projection cinématographique, l'appareil de projection stable pour film de 35 mm (fig. no. 6) et le nouvel appareil portable pour film de 16 mm (fig. no. 7).

— Dans le groupe des appareils de projection statique, l'épidiascope „Atlas" (fig. no. 8) et l'appareil pour lire les microfilms „Lector 1" (fig. no. 9).

— Dans le groupe des appareils médicaux : les installations stomatologiques „Dentior 3" (fig. no. 10), la trousse ophtalmoscope électrique (fig. no. 11), l'électrocardiographe „Cardior 2" (fig. no. 12).

— Dans le groupe des appareils de mesurage — le microscope à centrer pour machines-outils (fig. no. 13).

DK 681.4(498)

Leistungen des Betriebs „Optica Română"

Eingangs wird das Sortiment der optischen und feinmechanischen Apparate – Erzeugnisse des Bukarester Werks IOR, das auf eine mehr als dreissigjährige Tätigkeit in diesem Bereich zurückblickt und dessen Bemühungen um die Erhöhung des Exportverfügungsgutes dargelegt.

Besonderes Gewicht wird im IOR-Werk der Produktionsaufnahme neuer Erzeugnisse und vor allem der, auf Grund von Neuentwicklungen erzielten Vervollkommnung der Erzeugnisse aus der laufenden Produktion gelegt.

Im Zuge der Produkionseinführung neuer Erzeugnisse auf hohem technischen Niveau wurden eine Reihe von Verfahren und Massnahmen angewandt, die diesen Erzeugnissen eine entsprechende Güte sichern und zu ausgezeichneten Ergebnissen geführt haben.

Fortfahrend werden, nach bestimmten Kategorien gegliedert, die wichtigsten Neuerzeugnisse des IOR-Werks aus den letzten Jahren angeführt.

— In der Gruppe Mikroskope; die Serie der Forschungsmikroskope MC–1 (Abb. 1–2); MC–2 (Abb. 3) und MC–3 (Abb. 4), die Laboratoriumsmikroskope Typ ML–4 und die für Lehrzwecke gedachten Mikroskope Typ MD (Abb. 5).

Im Zusammenhang damit werden die wichtigsten Leistungen angeführt, technische Erläuterungen gegeben und Schwierigkeiten in bezug auf die Herstellung dieser Präzisionsapparate hervorgehoben.

— In der Gruppe der Filmvorführgeräte; stabile Vorführgeräte für 35-mm-Film und der neue tragbare Apparat für 16-mm-Film.

— In der Gruppe der Apparate für die Projektion stehender Bilder: das Epidiaskop „Atlas" und das Betrachtungsgerät für Mikrofilme „Lector 1".

— In der Gruppe der medizinischen Geräte: stomatologische Einrichtungen „Dentior 3" (Abb. 10). Elektroophthalmologie-Besteck (Abb. 11), Elektrokardiograph „Cardior 2" (Abb. 12).

— In der Grüppe der Messapparate: das Zentriermikroskop für Werkzeugmaschinen (Abb. 13).

AK 681.4(498)

Из достижений завода оптических приборов

В первой части статьи описывается ассортимент оптическо-механических приборов, выпускаемых заводом IOR — Бухарест в течение свыше тридцатилетней деятельности в этой области, а также перспективные задачи этого завода в деле увеличения экспортируемой продукции.

В деятельности IOR значительное место занимают работы по освоению новых изделий и особенно по усовершенствованию путем перепроектирования изделий текущего производства.

Излагаются методы и мероприятия, применяемые на заводе с целью освоения производства изделий на высоком техническом уровне и обеспечения их качества, отмечая достигнутые положительные результаты.

В продолжение показаны по группам основных приборов новые изделия, осуществленные IOR в течение последних лет, а именно:

— В группе микроскопов — серия исследовательских микроскопов МС—1 (рис. 1, 2); МС-2 (рис. 3) и МС-3 (рис. 4), лабораторные микроскопы типа ML—4 и дидактические типа M.D. (рис. 5).

В показе этих микроскопов приводятся основные показатели и даются технические объяснения относительно конструкции и трудностей, связанных с производством точных изделий.

— В группе аппаратов кинематографической проекции — стабильный проекционный аппарат для пленки в 35 мм (рис. 6) и новый портативный аппарат для пленки в 16 мм (рис. 7).

— В группе аппаратов статической проекции: эпидиаскоп ,,Atlas'' (рис. 8) и аппарат для читки микрофильмов ,,Lector 1'' (рис. 9).

— В группе медицинских аппаратов: стоматологические установки ,,Dentior 3" (рис. 10), электрический офталмоскоп — набор (рис. II), электрокардиограф ,,Cardior 2'' (рис. 12).

— В группе измерительных приборов — центрирующий микроскоп для станков (рис. 13).

CZ 66.076

Corpuri de presiune înaltă pentru industria chimică*

Prof. ing. **Mihail RENERT**
Institutul politehnic–București
Ing. **Alexandru MUSCAN**
Institutul de cercetări și proiectări utilaj chimic și rafinării–București
Ing. **Basarab COBAN**
Institutul de cercetări și proiectări utilaj chimic și rafinării–București

Introducerea tehnicii presiunilor înalte în tehnologia chimică, în ultimii 50 de ani, a pus constructorilor de echipamente industriale probleme deosebit de grele, utilajele respective trebuind să facă față unor condiții de exploatare deosebit de severe. La parametrul caracteristic — cel al presiunii ridicate — se adaugă adeseori temperatura ridicată și condiții severe de corodare.

Pentru exemplificare, se redau în tabela 1 parametrii de regim pentru cîteva tehnologii ce decurg la presiuni și la temperaturi ridicate — tehnologii ce găsesc astăzi răspîndire largă. Tendința de realizare de noi procese tehnologice la presiune înaltă, se menține în continuare, remarcîndu-se și tendința de creștere a presiunilor dincolo de limitele indicate în tabel.

Tabela 1

Parametrii de regim[1] pentru cîteva sinteze la presiune înaltă

Denumirea	Presiunea kgf/cm^2	Temperatura °C
Sinteza amoniacului	100......1 000	≈500
Sinteza ureei	200......280	≈180
Sinteza metanolului	200......1 000	360.....370
Hidrogenarea cărbunilor	200...... 700	450.....485
Oxo — sinteză	325	≈180
Polimerizarea etilenei	1 000......2 000	180.....200

[1] Se adaugă adeseori acțiunea corosivă a mediilor cu care se lucrează.

În utilajele folosite în aceste instalații au loc operații sau procese diferite (schimb de căldură, separare, reacții chimice etc.); toate sînt însă recipiente cilindrice închise, lucrînd în condițiile indicate în tabela 1.

După cum se știe, capacitatea de producție a liniilor tehnologice ale industriei chimice manifestă o pronunțată tendință de creștere, ca urmare a efectului economic favorabil respectiv. În asemenea linii tehnologice caracterizate drept *gigantice* și gabaritul utilajelor ia proporții foarte importante. Astfel, se utilizează reactoare al căror diametru interior atinge 3000 mm, la lungimi de circa 20 m.

Corpurile de presiune înaltă — a căror echipare interioară corespunde specificului procesului sau operației realizate — și caracterizate prin peretele lor „gros"[1], sînt alcătuite întotdeauna din următoarele elemente de construcție: corpul cilindric (tubular); fundurile și/sau capacele; dispozitivele de etanșare ale capacelor; prezoanele capacelor; racordurile.

Dintre toate aceste părți componente, corpul cilindric este cel care a pus și pune probleme deosebite, celelalte părți se pot realiza, de regulă, cu procedeele și echipamentele uzuale în industria constructoare de mașini grele.

1. *Aspecte ale calculului de rezistență* *

Eforturile unitare principale ce se dezvoltă în peretele cilindric, gros, sub acțiunea presiunii interioare se determină cu ajutorul cunoscutelor formule ale lui Lamé (tabela 2 și fig. 1). Efortul unitar *echivalent* poate fi determinat fie după teoria energiei de deformație (la volum constant), fie după teoria eforturilor unitare tangențiale maxime.

Tabela 2

Eforturi unitare datorite presiunii interioare (notații conform fig. 1)

Direcția	Pentru $r \in (r_i\ r_e)$	Maxime (peutrn $r = r_i$)
Inelară	$\sigma\theta = p \dfrac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1}$	$\sigma\theta_i = p \dfrac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}$
Radială	$\sigma_r = \beta \dfrac{\beta_r^2 + 1}{\beta^2 - 1}$	$\sigma_{ri} = -p$
Longitudinală	$\sigma_l = p \dfrac{1}{\beta^2 - 1} =$ constant	
$\beta = r_e/r_i = D_e/D_i$; $\beta_r = r_e/r$		

Cercetările experimentale extinse, efectuate pentru a se da răspuns întrebării privind concordanța acestor teorii cu realitatea, duc la concluzia că teoria energetică reflectă apropiat rezultatele experiențelor în cazul corpurilor executate din oțeluri carbon și slab aliate, cu alungiri la rupere de 15—30%, în timp ce teoria eforturilor unitare tangențiale maxime este mai potrivită pentru oțelurile înalt aliate, cu alungiri la rupere de peste 30%.

---

* Lucrare elaborată în cadrul colaborării dintre Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej" București și Institutul de cercetări și proiectări utilaj chimic și rafinării (ICPUCR), București.

* Un criteriu de clasificare îl constituie raportul dintre diametrele exterior și interior, $\beta = D_e/D_i$. Pentru corpul cu perete gros, $\beta > 1{,}1$.

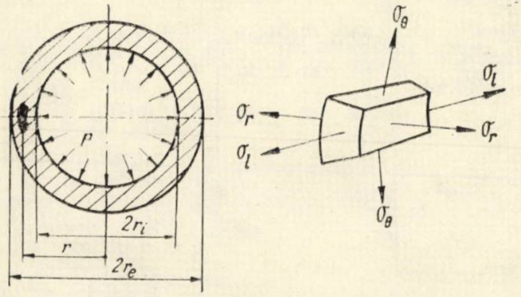


Fig. 1

Relațiile de dimensionare, adică de determinare a grosimii minime de rezistență S_0 a peretelui, corespunzătoare celor două teorii, sînt înscrise în tabela 3, unde s-a notat cu σ_a rezistența admisibilă. Relațiile din tabela 3 pot fi utilizate numai dacă $p < \sigma_a/\sqrt{3}$, respectiv $p < \sigma_a/2$. Cînd $p \to \sigma_e/\sqrt{3}$ respectiv $p \to \sigma_a/2$ $S_0 \to \infty$: problema nu poate fi rezolvată practic. Impasul pe care îl provoacă presiunile ridicate nu poate fi rezolvat practic. Impasul pe care îl provoacă presiunile ridicate nu poate fi trecut decît prin utilizarea unor oțeluri aliate, cu caracteristici mecanice deosebit de ridicate la temperatura de exploatare, cu valori σ corespunzător ridicate. O altă cale, principial deosebită, este aceea a utilizării unor construcții fretate. În aceste cazuri, relațiile de dimensionare înscrise în tabela 3 trec sub forma indicată în tabela 4, unde s-a notat cu n — numărul cilindrilor ce alcătuiesc corpul fretat, unde $n \in (2, \to)$.

Aceste relații arată că, acum, dacă se alege pentru numărul n al cilindrilor ce se asamblează o valoare convenabilă, nedeterminarea datorită anulării numitorilor relațiilor de dimensionare este înlăturată. Expresiile din tabela 4 sînt însă nedeterminate pentru $n \to \infty$. Utilizînd metodele matematice obișnuite pentru ridicarea nedeterminării, se obțin rezultatele redate în tabela 5.

Tabela 3

Relații de dimensionare pentru corpul cu perete masiv

Teoria	Relația
— energiei, de deformație	$S_0 = r_i \left(\sqrt{\dfrac{\sigma_a}{\sigma_a - \sqrt{3p}}} - 1 \right)$
— eforturilor unitare, tangențiale maxime	$S_0 = r_i \left(\sqrt{\dfrac{\sigma_a}{\sigma_a - 2p}} - 1 \right)$

Tabela 4

Relații de dimensionare pentru corpul fretat

Teoria	relația
— energiei de deformație	$S_0 = r_i \left[\left(\sqrt{\dfrac{n\,\sigma_a}{n\,\sigma_a - \sqrt{3p}}} \right)^n - 1 \right]$
— eforturilor unitare tangențiale maxime	$S_0 = r_i \left[\left(\sqrt{\dfrac{n\,\sigma_a}{n\,\sigma_a - 2p}} \right)^n - 1 \right]$

Caracteristic corpului fretat este faptul că neuniformitatea pronunțată a repartiției eforturilor unitare pe grosimea peretelui masiv, cu un vîrf la suprafața interioară a acestuia ($\sigma_{\theta i}$ tabela 2), este atenuată chiar la $n = 2$ (fig. 2 a). La număr mare de straturi, încărcarea perete-

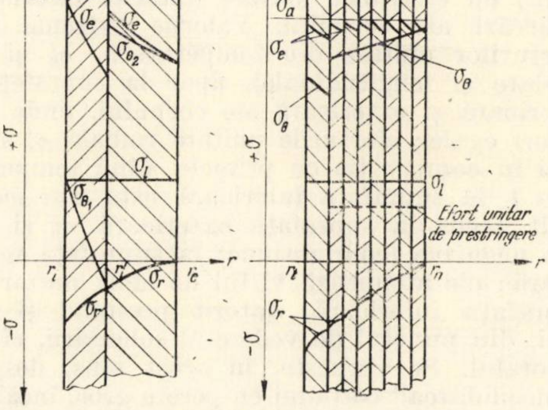


Fig. 2

Tabela 5

Relații de dimensionare pentru corpul asamblat, dintr-un număr foatre mare de cilindri fretați

Teoria	Relația
— energiei de deformație	$S_0 = r_i \left(e^{\frac{\sqrt{3}}{2}} \cdot \dfrac{p}{\sigma_a} - 1 \right)$
— eforturilor unitare tangențiale maxime	$S_0 = r_i \left(e^{\frac{p}{\sigma a}} - 1 \right)$

lui este practic uniformă (fig. 2 b). În figura 2, notaţiile sînt cele precizate anterior. Corpurile asamblate din doi cilindri fretaţi se utilizează numai în cazuri speciale. Utilizare largă au însă corpurile asamblate din multe straturi, relativ subţiri (vezi pct. 6).

Valorile S_0 din tabela 5, ce se obţin pentru $n \to \infty$ din relaţiile date de tabela 4, sînt cele mai mici posibile, teoretic, la presiune interioară p dată şi la σ_a dat, adică la material de construcţie ales. Aplicarea *autofretajului* * la peretele masiv permite o apropiere a construcţiei de această situaţie optimă, care, la presiuni interioare mari, asigură reduceri substanţiale de greutate.

2. *Influenţa temperaturii de regim*

Efectul unor temperaturi de regim ce depăşesc aproximativ 50°C se manifestă prin modificarea caracteristicilor mecanice şi a structurii materialelor şi prin apariţia unor eforturi unitare suplimentare.

Modificările de structură şi caracteristicile mecanice se iau în consideraţie la algerea materialului de construcţie şi la stabilirea rezistenţei admisibile pentru materialul ales, la temperatura de regim. În ce priveşte solicitările suplimentare, se impune determinarea prin calcul a eforturilor unitare suplimentare datorite diferenţelor de temperatură şi însumarea lor (algebrică) cu eforturile unitare datorite celorlalte încărcări ale corpului. Valorile extreme ale eforturilor unitare din temperatură, σ_θ^t şi σ_l^t (inelare şi longitudinale), apar la suprafeţele interioară şi exterioară ale corpului, unde au valori egale; eforturile unitare radiale σ_r^t sînt mici în comparaţie cu primele. Cînd temperatura t_i la suprafaţa interioară este *mai mare* decît aceea la suprafaţa exterioară σ_θ^t şi σ_l^t sînt negative (compresiune) la suprafaţa interioară; ele atenuează vîrful de efort unitar la suprafaţa interioară, datorit presiunii şi au deci, din punctul de vedere al solicitării, efect favorabil. Se vorbeşte, în acest sens, despre „consolidarea" corpului cu perete gros, încălzit din interior. Tabela 6 redă relaţiile de calcul corespunzătoare.

Tabela 6

Eforturi unitare din temperatură

Direcţia	Relaţia	Notaţii
— inelară	$\sigma_\theta^t = m \cdot \Delta t \cdot k_\theta$	$\Delta t = t_i - t_e$ $m = \frac{E \cdot \alpha}{2(1-\mu)}$ E = modul de elasticitate *mediu* pe grosimea peretelui. μ = coeficient al contracţiei transversale, *mediu*. α = coeficient de dilatare termică al materialului *mediu*. $\beta = r_e/r_i$
— radială	$\sigma_\theta^t = m \cdot \Delta t \cdot k_r$	
— longitudinală	$\sigma_\theta^t = m \cdot \Delta t \cdot k_1$	

Cînd $t_i > t_e$, valorile extreme σ_θ şi σ_r (compresie) apar la suprafaţa interioară ($r = r_i$), unde:

$$(K_\theta)_{r=r_i} = (K_l)_{r=r_i} = \frac{1}{\ln \beta} = \frac{2}{\beta^2 - 1}$$

$$(K_r)_{r=r_i} = 0$$

Produsul:

$$m . \Delta t = \frac{E . \alpha . \Delta t}{2(1-\mu)}, \quad [\text{kgf/cm}^2]$$

are semnificaţia unei *presiuni termice*, al cărei efect se adaugă efectului presiunii interioare (sau, în unele cazuri, exterioare). În primă aproximaţie, pentru orientare, se poate calcula cu următoarele, valorile m din:

— oţeluri cu conţinut ridicat de carbon, nealiate $m = 15$

— oţeluri cu conţinut redus de carbon, nealiate $m = 16$

— oţeluri crom-molibden, molibden şi cromnichel $m = 18$

Eforturile unitare din temperatură fiind direct proporţionale cu diferenţa Δt a temperaturilor interioară şi exterioară, este esenţial ca exploatarea corpurilor cu perete gros să fie astfel condusă, încît valorile Δt să rămînă în limitele prevăzute.

3. *Materiale pentru construcţia corpurilor cu perete gros*

Materialele de construcţie pentru corpurile cu perete gros sînt supuse adeseori şi coroziunii. La presiuni şi temperaturi înalte, unele procese de coroziune sînt mai accentuate decît la presiunea obişnuită. Caracteristică domeniului ce se examinează este *coroziunea gazoasă* (uscată), care se exemplifică în cele ce urmează.

Hidrogenul, care difuzează în peretele de oţel al recipientului, acţionează atît fizic cît şi chimic şi aceasta cu atît mai intens cu cît temperatura şi presiunea sînt mai înalte. Reacţia dintre hidrogen şi carbonul conţinut în oţel duce la formarea de metan în însăşi masa metalului. Decarburarea oţelului îl face fragil. Pe de altă parte, acţiunea mecanică a metanului format, închis sub presiune înaltă în zonele intergranulare ale metalului, duce la fisurarea acestuia. Alături de metanul sub presiune, inclus în metal, se formează vapori de apă sub presiune, ca produs al reacţiei dintre hidrogen şi oxigenul conţinut în oxizii fin dispersaţi în masa metalului la elaborare.

---

* Prin autofretaj se înţelege introducerea unor eforturi unitare remanente în peretele *masiv*, prin deformarea plastică parţială a acestuia urmată de un tratament termic de stabilizare a stării de eforturi unitare realizate; deformarea plastică parţială se obţine prin umplerea corpului cu un lichid şi supunerea la presiune necesară obţinerii deformaţiei plastice parţiale stabilite prin calcul.

La oțelurile-carbon, nealiate, acțiunea decarburantă și de micșorare a rezistenței se manifestă în adîncime. La oțelurile aliate, în cazul depășirii unor „praguri”, atacul avansează în straturi succesive.

Pentru a rezista acțiunii hidrogenului, oțelurile trebuie să conțină, în primul rînd, carburi stabile. Criteriul compoziției însă nu este singur hotărîtor; oțelurile trebuie elaborate și tratate termic cu toată grija.

La temperatură mai scăzută, chiar la temperatura camerei, hidrogenul sub presiune poate provoca fragilitatea oțelului fără ca să apară microfisuri sau modificări ale structurii. Acest tip de fragilitate poate fi îndepărtat de multe ori prin tratament termic sau prin simplă îmbătrînire la temperatura camerei.

Pentru construcția utilajelor din instalațiile de hidrogenare s-au intrdus în uz oțeluri aliate cu Cr—Mo, Cr—Mo—V, Cr—Mo—V—W, conținînd pînă la 0,3% C; 6% Cr; 0,65% Mo; 0,85% V și 0,45% W. Acestea sînt destinate, în special pieselor forjate pentru corpuri de înaltă presiune, pînă la dimensiunile cele mai mari. În cazul unor condiții de coroziune mai severe și totodată, al unor cerințe mai mari față de rezistența la cald, se utilizează oțel-crom cu (aproximativ) 0,2% C; 12% Cr; 1,1% Mo; 03% V, și eventual, 0,5% W.

Pentru condițiile cele mai grele de lucru, temperaturi și presiuni ridicate, se recurge la oțeluri austenitice, lipsite de ferită și, prin aceasta, lipsite de tendința spre fragilizare, cu 16% Cr; 13% Ni sau 15% Cr și 15% Ni, cu adaos redus de molibden. Drept stabilizatori se adaugă niobiu și titan, care acționează și în sensul sporirii rezistenței la cald. Sporirea rezistenței se poate obține și pe seama alierii cu azot, vanadiu și wolfram. În același scop se recurge și la tratamente termice de austenitizare sau la tratamente termo-mecanice, astfel alese încît să nu accentueze tendința spre coroziune intercristalină.

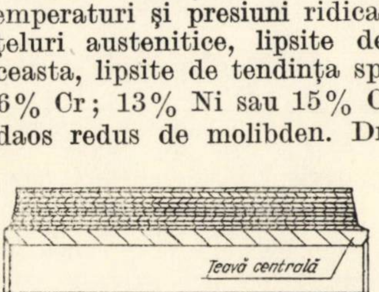


Fig. 3

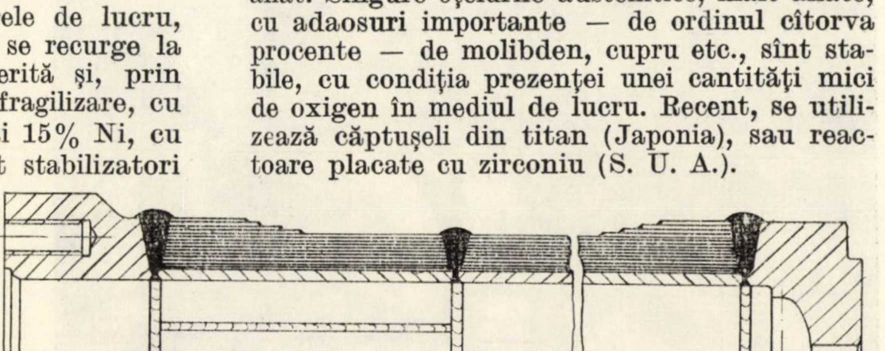


Fig. 4

Amestecurile de azot-hidrogen, cu eventual conținut de amoniac, caracteristice instalațiilor de sinteză a amoniacului, acționează prin componentele lor azot și hidrogen. Amoniacul se disociază parțial și acționează indirect ca agent corosiv. La temperaturi și presiuni ridicate, azotul difuzează în masa oțelului, unde se combină cu fierul și cu majoritatea elementelor de aliere. Nitrurile astfel formate fac oțelul dur și fragil. Hidrogenul din amestec acționează așa cum s-a arătat anterior.

Pentru corpul sobelor de sinteză din industria amoniacului, supuse acțiunii unor astfel de amestecuri se utilizează, cu rezultate bune, oțelul aliat cu pînă la 3% Cr, cu adaos de molibden și, eventual, de vanadiu. Construcția se realizează astfel încît temperatura peretelui să rămînă sub 300°C.

În condițiile *sintezei metanolului*, oxidul de carbon din gazul de sinteză formează, cu fierul din oțel, pentacarbonil de fier, volatil. Această reacție decurge chiar la temperatură și presiune normale; creșterea temperaturii o accelerează simțitor. Pe măsură ce se formează pentacarbonil, peretele sobei de contact și amenajările ei interioare se distrug. Un material utilizabil în condițiile obișnuite ale sintezei metanolului este bronzul cu mangan, cu condiția ca el să fie foarte bine dezoxidat, deci lipsit de incluziuni de Cu_2O, pentru asigurarea concomitentă a stabilității față de hidrogen.

În condițiile *sintezei ureei* (cu reactanți în fază lichidă), acțiunii corosive a mediului de lucru nu îi rezistă nici un oțel-carbon sau slab aliat. Singure oțelurile austenitice, înalt aliate, cu adaosuri importante — de ordinul cîtorva procente — de molibden, cupru etc., sînt stabile, cu condiția prezenței unei cantități mici de oxigen în mediul de lucru. Recent, se utilizează căptușeli din titan (Japonia), sau reactoare placate cu zirconiu (S. U. A.).

4. *Construcția corpurilor de presiune înaltă în Republica Socialistă România*

În cadrul politicii de dezvoltare în ritm rapid a industriei chimice din Republica Socialistă România, corpurile de presiune înaltă din componența diferitelor linii tehnologice realizate (amoniac, uree, metanol, polietilenă de presiune înaltă etc.), au fost procurate pînă în prezent prin import (U. R. S. S., R. P. P., R. S. C., R. F. G., Anglia, Belgia etc.), cu importante eforturi valutare. Avînd în vedere că dezvoltarea în continuare a industriei chimice va mai necesita cantități importante de astfel de utilaje și deoarece posibilitățile tehnice și dotarea uzinelor constructoare de mașini s-au dezvoltat considerabil, s-a pus, încă cu cîțiva ani în urmă, problema realizării în țară a corpurilor de înaltă presiune.

În acest scop, ținîndu-se seamă de posibilitățile de proiectare și fabricație, precum și de cerințele privind siguranța în exploatare a utilajelor de înaltă presiune, s-au adoptat pînă acum două tehnologii de execuție pentru corpurile cu perete gros. Încercările efectuate au dat rezultate corespunzătoare.

4.1. *Construcția cu cămăși multiple* (*multilayer*). Corpul cu cămăși multiple este alcătuit din mai multe tronsoane și cele două piese de capăt, toate îmbinate prin suduri circulare. Piesele de capăt sînt forjate. Tronsoanele, elementele caracteristice construcției, se compun dintr-o țeavă centrală, executată din material ales, potrivit celor arătate, după metodele obișnuite ale cazangeriei (rulare, urmată de sudare pe generatoare). În jurul țevii centrale se așază succesiv cămăși (straturi concentrice) asamblate din două jumătăți (eventual din mai multe părți) sudate pe generatoare.

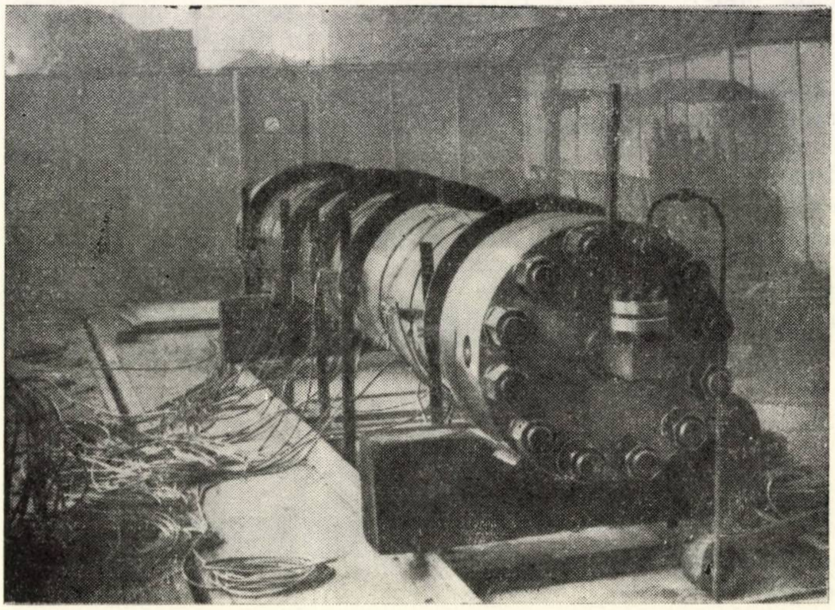


Fig. 5. Vederea unei coloane de condensare ∅ 700 × 6 290 mm lungime, executată de uzina Grivița roșie

Pentru aplicarea cămășilor, țeava centrală se rigidizează cu ajutorul unui dispozitiv ce se montează la interiorul ei, după care se montează și se ajustează cele două jumătăți ale fiecărei cămăși. Peste cămașă se înfășoară în elice mai multe cabluri, pe toată lungimea țevii centrale. Cablurile se întind cu dispozitive hidraulice și strîng, astfel, cămașa pe țeava centrală. În intervalele dintre cabluri se fac prinderi cu sudură ale jumătăților de cămașă pe țeava centrală. Se trece apoi la execuția cordoanelor longitudinale de sudură, prin contracția cărora se realizează efectul de fretare. În continuare se procedează în mod analog pentru fiecare dintre straturile următoare, pînă se obține grosimea de perete prescrisă de proiect (fig. 3).

Capetele fiecărui tronson astfel realizat se prelucrează prin așchiere, în vederea efectuării sudurilor circulare, deci a asamblării corpului.

Figura 4 reprezintă secțiunea printr-un corp asamblat, iar figura 5 redă vederea unei coloane de condensare Ø 700 × 6 290 mm lungime, executate de uzina „Grivița roșie" — București, avînd caracteristicile tehnice indicate în tabela 7.

Organele de supraveghere tehnică din R.F.G. recomandă ca, la încercarea hidraulică, să fie măsurate deformațiile corpului multistrat, urmînd ca ele să fie comparate cu cele calculate pentru un corp de aceleași dimensiuni (inclusiv aceeași grosime de perete), masiv. Condițiile înscrise în tabela 8 și corespunzînd recomandărilor menționate au fost satisfăcute de corpul executat, conform tabelei 7, la presiunea maximă de încercare și la presiunile intermediare.

Se menționează că, în prezent, la uzina „Grivița roșie" se află în execuție mai multe corpuri multistrat, de gabarite și pentru întrebuințări diferite. Dintre acestea se relevă cel de 1 600 mm diametru interior, ale cărui caracteristici tehnice sînt redate în tabela 9.

4.2. *Construcția cu straturi multiple de sudură.* Tehnologia de execuție a peretelui gros masiv, prin straturi multiple de sudură, reprezintă o metodă originală românească, elaborată de ing. A. Muscan și ing. R. Muscan*.

Corpul este asamblat din unul sau mai multe tronsoane și din două porțiuni de capăt, îmbinate prin cordoane circulare. Porțiunile de capăt sînt forjate. Tronsoanele constau dintr-o ţeavă centrală, executată din tablă, prin rulare şi sudată pe generatoare, pe care se depun din electrod cordoane elicoidale de sudură, cu pas mic, formînd straturi succesive.

---

* Brevet nr. 41672; titular de brevet Ministerul Industriei Chimice.

În vederea realizării unui efect de fretare, cordoanele elicoidale se răcesc prin îndepărtarea imediată a zgurei şi prin suflare cu aer. La interior, ţeava centrală se răceşte cu apă.

Tabela 7

Coloană de condensare. Caracteristici tehnice

Diametrul interior, mm	700
Grosimea peretelui ţevii centrale, mm	18
Materialul ţevii centrale	OL42 ABZK, STAS 500—63
Numărul de cămăşi	15
Grosimea peretelui unei cămăşi, mm	6
Materialul cămăşilor	St. 42.3 (DIN)
Grosimea totală a peretelui, mm	108
Lungimea coloanei (inclusiv porţiunile de capăt), mm	6 290
Material pentru porţiunile de capăt şi capace	OLC 25, STAS 880—60
Mediul de lucru	hidrogen, amoniac, azot
Temperatura de lucru, °C	20.....40
Presiunea de lucru, kgf/cm^2	325
Presiunea de încercare, kgf/cm^2	425
Masa totală, inclusiv amenajările interioare, kgf	25.120

După realizare, fiecare tronson se supune unui tratament termic de egalizare a eventualelor vîrfuri de efort unitar, la aproximativ 600°C în cazul oţelurilor-carbon, eforturi unitare remanente de 350—450 kgf/cm^2, fiind suficiente pentru efectul de fretare necesar.

Deoarece această tehnologie nu a mai fost aplicată, au fost executate mai întîi două modele experimentale, care au fost supuse presiunii interioare, pînă la rupere. Figura 6 redă aspectul unuia dintre cele două modele, după rupere.

Tabela 8

Comparaţie între deformaţiile măsurate ale corpului multistrat şi deformaţiile calculate pentru un corp cu perete masiv, de aceleaşi dimensiuni

Locul	Relaţia	Notaţii
— la mijlocul tronsoanelor	$0{,}6\varepsilon^* < \varepsilon < \varepsilon$	ε — deformaţii măsurate
— la coordoanele circulare de sudură	$0{,}6\varepsilon^* < \varepsilon < 1{,}1\varepsilon^*$	ε^* — deformaţii de referinţă, calculate pentru corpul masiv

Tabela 9

Corpuri multistrat în curs de execuţie

Destinaţia	Sinteza amoniacului	Sinteza ureei
Presiunea de calcul, kgf/cm^2	375	230
Presiunea de încercare, kgf/cm^2	465	320
Temperatura de calcul,la perete, °C	120	200
Mediul de lucru	hidrogen, azot, amoniac	bioxid de carbon, carbamat amoniac, uree
Diametrul interior, mm	1 600	1 600
Lungimea, inclusiv piesele de capăt, mm	14 640	. 23 135
Grosimea peretelui ţevii centrale, mm	20	26
Grosimea unei cămăşi, mm	6	6
Numărul de cămăşi	18	10
Grosimea totală a peretelui, mm	128	86
Grosimea căptuşelii anticorosive, mm	—	12
Material pentru ţeava centrală şi cămăşi	BH 515 (R.F.G.)	BH 515 (R.F.G.)
Material pentru căptuşeala anticorosivă	—	X2CrNiMo.18. 12 (DIN—R.F.G.)
Masa totală (inclusiv amenajările interioare), kg	153.850	118.800
Masa corpului de înaltă presiune, kg	115.000	118 800

Fisurarea după generatoare, cu ramificaţii elicoidale, după prealabila umflare a părţii centrale, este tipică pentru corpul cu perete gros, masiv.

Caracteristicile tehnice ale modelelor şi unele dintre rezultatele experimentale obţinute, sînt redate în tabela 10. Aceste rezultate fiind pozitive Uzina de utilaj chimic – Ploieşti a trecut la realizarea de aparate de presiune înaltă după tehnologia cordoanelor multiple de sudură.

Caracteristicile tehnice ale unui asemenea utilaj — schimbător de căldură de 160 m² — sînt indicate în tabela 11.

5. *Efect economic*

Prin realizarea de corpuri de presiune înaltă după cele două tehnologii prezentate, se obţin economii importante de valută. Astfel, la o instalaţie de 300.000 tone/an uree, pentru care sînt necesare 238 tone utilaje de presiune înaltă (200 kgf/cm²), economia este de ordinul a 4 milioane lei şi la o instalaţie de amoniac, de aceeaşi capacitate, necesitînd 433 tone utilaje pentru 325 kgf/cm², economia este de ordinul a 4,6 milioane lei.

Aceste realizări se înscriu pe linia dezvoltării industriei construcţiilor de maşini, pe linia sporirii substanţiale a aportului acestei ramuri la echiparea economiei naţionale cu mijloace de producţie de tehnicitate ridicată.

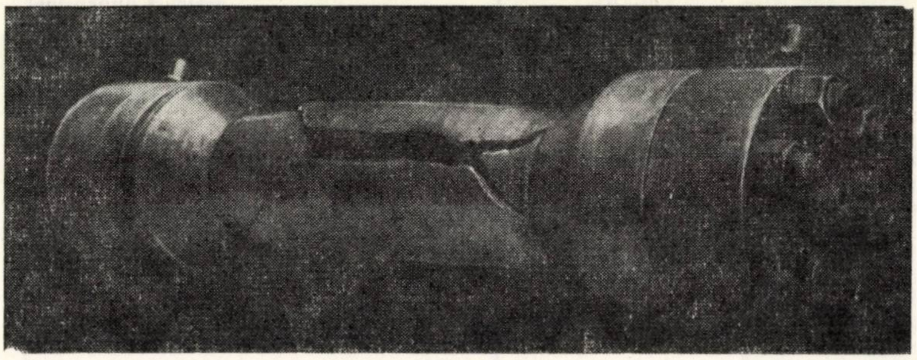


Fig 6

Tabela 10

Corpuri experimentale cu straturi multiple de sudură

	U. M.	Modelul	
		nr. 1	nr. 2
Diametrul interior	mm		350
Lungimea	mm		2 260
Grosimea peretelui ţevii centrale (de bază)	mm		20
Materialul ţevii			St. 4 (Gost)
Grosimea depunerii prin sudură	mm		30
Presiunea de calcul	kgf/cm²		325
Presiunea de încercare	kgf/cm²		425
Tratament termic		normalizat la 900°C	egalizarea eforturilor unitare la 600°C
Presiunea de rupere	kgf/cm²	960	1 090
Lungimea circumferinţială la rupere	%	8,2	9,6
Coeficient de siguranţă la rupere		2,96	3,36

Tabela 11

Schimbător de căldură 160 m². Caracteristici tehnice

Diametrul interior	mm	600
Lungimea	mm	8 420
Grosimea peretelui ţevii centrale (de bază)	mm	22
Materialul ţevii centrale		ICEM 50—16 S
Grosimea depusă din electrod	mm	34
Grosimea totală a peretelui,	mm	56
Electrod (sîrmă)		SIOM (STAS 1126—66)
Fondant		OP140TT (Oerlikon)
Număr de straturi depuse		cca. 15
Tratament termic		recoacere
Presiunea de calcul	kgf/cm²	346
Presiunea de încercare	kgf/cm²	450
Temperatura de calcul	°C	24
Masa totală	kg	18 100

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buchler, H. H.* Apparate und Armaturen der chemischen Hochdrucktechnik. Berlin, Heidelberg, New-York, Springer, 1967.

[2] *Mănciulescu, A.* Elemente de tehnică nouă în tehnologia fabricării ureei. În: Rev. de chimie 19, nr. 9, 1968, p. 513—521.

[3] *Mihăescu, C., Muscan, A., Muscan, R.* Noi tipuri de corpuri cilindrice cu perete gros. În : Construcţia de Maşini, XVIII, nr. 8, 1966, p. 448—454.

[4] *Muscan, A.* Corpuri de presiune înaltă. Referat prezentat la conferinţa ASIT, noiembrie 1959, secţia Construcţii de maşini şi chimie.

[5] *Newitt, D. M.* Berechnung und Herstellung von Hochdruckapparaturen. În colecţia : ,,Der Chemie-Inginieur, red. Eucken-Jacob, vol. III, partea a 4-a. Leipzig, Akad. Verlagsgesellschaft, 1939.

[6] *Neyret, M. R.* Matériaux susceptibles de travailler à température élevée et sous de fortes contraintes. În : Ind. Chim. Belge, 31, nr. 11, 1966, p. 1113—1128.

[7] *Renert, M.* şi *Tănase, G.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. I, ed. a II-a, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

DC 66.076

High pressure bodies for the chemical industry

The introductive part presents modern trends in the construction of high pressure recipients regarding particularly the increase in pressures, diameters and, as a whole, in working spaces.

Aspects of the calculus of resistance are reviewed and the concern for the achievement of binding effects in thick walls yielding improved performances is emphasized.

One presents the consolidation effects determined by the existence of unitary temperature effects. One lists the more frequently employed materials and the corrosion conditions specific to technological lines working under high pressure are presented.

The paper expounds the technical and economic considerations that have led to the adoption of multi-layer constructions in our country. The achievements of welded multi-layer recipients after a Romanian licence is presented. The technical features of some bodies already achieved or under construction are shown.

In conclusion one points out the economic effects — important foreign currency economies — brought about by the manufacture of high pressure recipients at home.

Fig. 4 represents the cross section of an assembled body; fig. 5 shows a 6,290 mm long condensation column, 700 mm in diameter (technical features given in table 8) put out by the „Griviţa Roşie'' works, Bucharest.

CD 66.076

Récipients de haute pression pour l'industrie chimique

On présente, dans l'introduction, les tendances actuelles dans la construction des récipients de haute pression, tendances qui se réfèrent principalement à l'accroissement des pressions, des diamètres et en général des espaces destinés aux travaux.

On passe en revue les aspects du calcul de résistance et on spécifie les préoccupations pour la réalisation de certains effets de frétage dans la cloison épaisse, afin d'améliorer les performances qui peuvent être atteintes. On relève l'existence des efforts unitaires de la température et l'effet consolidant déterminé par ces derniers. En ce qui concerne les matériaux de construction, on mentionne les plus souvent utilisés, en décrivant aussi les conditions de corrosion spécifiques au fonctionnement des lignes technologiques travaillant à des pressions élevées.

On présente les considérations techniques et économiques qui ont mené à l'adoption, dans notre pays, des constructions à recouvrements multiples (multi-couches) et à celles réalisées par des couches multiples de soudure, selon un brevet roumain. On indique les caractéristiques techniques de certains récipients réalisés ou bien qui se trouvent en phase d'exécution.

On souligne les effets économiques de la réalisation des récipients de haute pression, effets qui se traduisent par d'importantes économies valutaires dans le pays.

La figure no. 4 représente une section à travers un corps assemblé et la figure no. 5 l'image d'une colonne de condensation ayant un diamètre de 700 mm et une longueur de 6 290 mm, exécutés par l'usine „Griviţa Roşie'' de Bucarest et ayant les caractéristiques indiquées dans le tableau no. 8.

DK 66.076

Hochdruckkörper für die Chemieindustrie

Einleutend wird der gegenwärtige Trend beim Bau von Hochdruckbehältern dargelegt, eine Tendenz, die sich in erster Linie auf eine Vergrösserung des Drucks, der Abmessungen und im allgemeinen des Arbeitsraums bezieht.

Es werden die Aspekte der Wiederstandsberechnung beleuchtet und die Bemühungen um die Erzielung von Aufschrumpfeffekten in der dicken Wandung hervorgehoben, durch die eine Verbesserung der Leistung angestrebt wird. Es wird auf das Vorhandensein einheitlicher Temperaturspannungen und deren Konsolidierungswirkung hingewiesen. Was den Baustoff betrifft, so werden die am häufigsten verwendeten Werkstoffe beschrieben und die Korrosionsbedingungen dargelegt, denen die technologischen Hochdruckanlagen ausgesetzt sind.

Es werden die technischen und wirtschaftlichen Beweggründe angeführt, die in Rumänien die Anwendung der mehrwandigen (mehrschichtigen) Konstruktionen, sowie der nach einem rumänischen Patent durch mehrschichtiges Schweissen gefertigten Anlagen bewirkt haben. Anschliessend werden die technischen Kennzeichen einiger hergestellten oder in Bau befindlichen Behälter angeführt.

Abschliessend werden die wirtschaftlichen Auswirkungen der Herstellung von Hochdruckkörpern im Lande hervorgehoben, die zu bedeutenden Valutaeinsparungen führen.

Abb. 4 zeigt im Schnitt einen zusammengesetzten Behälter und Abb. 5 eine Kondensationskolonne von 700 mm Durchschnitt und 6290 mm Länge, die im Bukarester Werk „Griviţa Roşie'' gebaut wurden. Tab. 8 gibt die technischen Charakteristiken an.

ДК 66.076

Высоконапорные корпуса для химической промышленности

В введении представлены актуальные стремления в конструкции высоконапорных резервуаров, стремления, относящиеся, главным образом, к повышению давления, диаметров и рабочего пространства.

Проводится обзор расчета сопротивления и отмечаются работы по осуществлению эффектов оковки толстых стен, с целью улучшения достигаемых показателей. Подчеркивается наличие единичных температурных усилий и обуславливаемый ими эффект укрепления. Что касается строительных материалов, перечисляются обычно применяемые материалы, описывая условия коррозии, специфические для работы технологических линий под высоким давлением.

(Продолжение на стр. 544)

CZ 6(02) : 061.4

CARTEA TEHNICĂ IN EXPOZIȚIE

Ing. Al. TOMUȚA
Editura Tehnică – București

ALIMENTAREA MOTOARELOR
DICȚIONAR TEHNIC
Îmbinări sudate
tehnica defectoscopiei cu radiații penetrante
Utilaj petrolier pentru foraj și extracție

Fără îndoială, Expoziția jubiliară a realizărilor economiei naționale reprezintă o oglindă a progreselor spectaculoase pe care le-a înregistrat România, pe toate planurile, într-un sfert de veac care s-a scurs de la eliberarea sa de sub jugul fascist. Impresia covîrșitoare produsă asupra vizitatorului de exponatele tuturor ramurilor industriale este întregită de tabloul, nu mai puțin bogat, al realizărilor pe tărîmul culturii, învățămîntului, științei și sănătății. În pavilionul consacrat acestor domenii un loc distinct ocupă expoziția de carte în cadrul căreia cartea tehnică de specialitate este bogat reprezentată. De fapt acest lucru este pe deplin explicabil ținînd seamă de „explozia'' editorială ce s-a produs în România în anii care au urmat după eliberare, ca o consecință a exigențelor tot mai ridicate impuse de dezvoltarea economiei și culturii. Dacă între anii 1900 — 1944 în România au apărut doar 1 880 de titluri de cărți tehnico-științifice, cu un tiraj sub un milion de exemplare, în anii construcției socialiste, numai Editura tehnică a publicat în 19 ani de activitate aproape 4 600 de titluri cu un tiraj de circa 25 000 000 exemplare.

Desigur, în aceste condiții, pentru propagarea progresului tehnico-științific în rîndurile maselor de cititori, misiunea literaturii tehnico-științifice a devenit din ce în ce mai complexă. În editarea cărții tehnice s-a pus accentul, în special, pe acoperirea unor tematici legate de dezvoltarea industrială a României, de construcția și reconstrucția socialistă a orașelor, de mecanizarea și automatizarea producției, de creșterea nivelului de trai al populației.

Mobilizînd pe cei mai buni specialiști din instituțiile de cercetări și proiectări, din institutele de învățămînt superior, din producție, Editura tehnică a reușit să realizeze lucrări valoroase, în paginile cărora sînt oglindite progresele științei și tehnicii moderne. Se poate spune că tratarea temelor la un înalt nivel tehnico-științific a devenit o caracteristică pentru cartea tehnică românească. Autorii, specialiști recunoscuți în domeniile în care activează, nu se limitează numai la teoriile și procesele tehnologice clasice sau la rezultatele cercetărilor proprii — de multe ori remarcabile — ci sintetizează întreaga experiență valoroasă înregistrată pe plan mondial. Acest fapt a fost evidențiat de numeroși specialiști, de peste hotare care au venit în contact nemijlocit cu unele titluri, precum și de interesul tot mai mare pe care-l manifestă editorii străini pentru traducerea cărţilor tehnice româneşti. În momentul de faţă circa 10% din titlurile unui plan anual al Editurii tehnice sînt solicitate spre traducere în ţări ca : Franţa, Anglia, U.R.S.S Cehoslovacia, R.D.G., R.F. a Germaniei care au o bogată experienţă industrială şi o veche tradiţie editorială. De remarcat că titlurile care reţin atenţia specialiştilor de peste hotare şi se bucură de aprecieri favorabile nu sînt numai din domeniile în care şcoala românească a avut o tradiţie în ce priveşte pregătire aunor specialişti de renume internaţional (construcţii, petrol şi gaze, chimie), ci şi din unele ramuri relativ tinere în ţara noastră : construcţia de maşini, electronica, electrotehnica, automatica, cibernetica. Iată doar cîteva titluri din aceste tematici care au văzut lumina tiparului în străinătate : ,,Relee electronice" (în limba cehă), ,,Măsurarea vibraţiilor mecanice" (în limba franceză), ,,Maşini termice cu pistoane libere" (în limba germană), ,,Sisteme de reglare automată unificate" (în limba rusă), iar altele se află sub tipar sau în faze înaintate de apariţie : ,,Transmisii cardanice" (în limba franceză), ,,Circuite cu tranzistoare în industrie" 2 volume (în limba franceză şi germană), ,,Cartea bobinatorului de maşini electrice" (în limba germană).

Din producţia Editurii tehnice sînt prezente în standul Expoziţiei circa 250 de titluri dintre care o bună parte reprezintă ramura construcţiilor de maşini. Remarcăm printre ele volume în care autorii, specialişti de frunte, abordează teme deosebit de utile acestei industrii : Şt. Nădăşan ş. a. : ,,Încercări şi analize de metale", C. Stamatescu ş. a. : ,,Compresoare volumice", R. Manoliu ş. a. : ,,Maşini agregate şi linii automate", E. Botez ş. a. ; ,,Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte", C. Aramă ş. a. : ,,Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici", C. Tuzu ş. a. : ,,Motoare diesel", C. C. Teodorescu ş. a. : ,,Îmbinări sudate", V. Ghizdavu : ,,Prelucrarea metalelor cu puteri şi viteze mari", I. Bucşa ş. a. : ,,Îndrumătorul tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje", Gh. Biber : ,,Manualul strungarului".

Dintre apariţiile mai recente se remarcă o amplă lucrare elaborată de un colectiv de autori laureaţi ai Premiului de Stat. Este vorba de volumul ,,Utilaj petrolier pentru foraj şi extracţie". După cum se ştie, industria românească constructoare de utilaj perolier pentru foraj şi extracţie s-a devoltat pe o linie continuu ascendentă, în direcţia fabricării unor instalaţii complete, avînd la bază o concepţie proprie. Lucrarea despre care este vorba abordează pentru prima dată întregul domeniu al instalaţiilor, utilajelor şi echipamentelor de foraj-extracţie, expunînd realizările obţinute de România în această direcţie şi semnalînd noile tendinţe pe plan mondial.

Atenţia specialistului, vizitator al expoziţiei, este atrasă şi de monumentala lucrare, în 19 volume, ,,Lexiconul tehnic român" pe care acad. N. Teodorescu, într-o recenzie, o apreciа că ,,are dimensiunile marilor opere străine asemănătoare şi, prin ampla informare asupra stadiului actual al dezvoltării tehnicii, pune în evidenţă efortul excepţional şi rezultatele valoroase obţinute de oamenii de ştiinţă din ţara noastră".

Lărgirea schimbului de valori culturale între ţări, creşterea rapidă şi continuă a numărului de termeni tehnici şi ştiinţifici, necesitatea cunoaşterii corecte a conţinutului acestora, au determinat intensificarea activităţii editoriale în domeniul dicţionarelor de specialitate. Printre acestea se numără ,,Dicţionarul tehnic poliglot" care conţine termeni din toate disciplinele ştiinţei şi tehnicii în limbile română, engleză, germană, franceză, spaniolă ; ,,Dicţionarul tehnic german-român" ; ,,Dicţionarul tehnic englez-român" ; ,,Dicţionarul poliglot de maşini şi construcţii de maşini" care cuprinde termeni de specialitate în limbile engleză, română, germană, franceză şi rusă.

Pentru cunoaşterea mai detaliată a conţinutului lucrărilor, în Expoziţie se află un număr însemnat de materiale de informare (cataloage, planuri editoriale, prospecte) atît în limba română cît şi în limbile de circulaţie internaţională.

DC 6(02) : 061.4

The Technical Book at the Exhibition

The technical book department within the 1969 ,,Achievements of National Economy Exhibition'' presents some 250 titles out of the 4,600 books (c. 25 million copies) put out these last 19 years. Many of the books on display belong to the machine building branch : metal testing and analysis, machinery, aggregates and automatic lines, machine-tools, internal combustion engines, welding, high speed metal processing, oilfield equipment, etc.

The monumental 15-volume ,,Romanian Technical Lexicon'' is arousing special interest along with the series of polyglot and bilingual technical dictionaries issued by the Technical Publishing House.

Catalogues, publishing schedules and prospectuses — in Romanian and several international languages — supply further information on the books displayed at the Exhibition.

CD 6(02):061.4

Le livre technique à l'Exposition

Le pavillon consacré au livre technique, faisant partie du cadre de l'Exposition des Réalisations de l'Économie Nationale de la Roumanie, comprend environ 250 titres, parmi les 4 600 (avec un tirage d'environ 25 millions d'exemplaires), qui ont été publiés au cours de 19 années d'activité. Une grande partie des titres exposés représente la branche de la construction des machines : essais et analyses des métaux, machines, agrégats et lignes automatiques, machines-outils, moteurs à combustion interne, soudure, usinage des métaux à puissances et vitesses élevées, outillage pétrolier pour le forage et l'extraction ainsi que beaucoup d'autres.

L'ouvrage monumental, en 15 volumes, „Le lexique technique roumain'' jouit d'une attention toute spéciale.

L'entreprise „Editura tehnică'' a publié aussi une série de dictionnaires techniques bi-lingues et polyglotes.

Afin de faire connaître aussi en détail les ouvrages exposés, on trouve dans l'Exposition des matériaux d'information et des catalogues, des plans éditoriaux, des prospectus — en roumain aussi bien qu'en quelques langues de circulation internationale.

1970 MAR

DK 6(02):061.4

Das technische Buch in der Ausstellung

Der Pavillon des technischen Buches in der Leistungsschau der Volkswirtschaft Rumäniens umfasst etwa 250 der 4600 Titel, die in einer Auflage von etwa 25 Millionen Exemplaren in den 19 Jahren seit der Gründung des Technischen Verlags in Bukarest herausgegeben wurden. Ein grosser Teil der ausgestellten Bücher beziehen sich auf den Maschinenbau: Metallprüfungen und-analysen, Aggregatmaschinen und automatische Fertigungsbänder, Werkzeugmaschinen, Verbrennungmotoren, Schweisstechnik, Metallbearbeitung mit grossen Kräften und Geschwindigkeiten, Erdölausrüstung für Bohrung und Förderung u. s. w.

Besondere Aufmerksamkeit gilt dem Monumentalwerk in 15 Bänden „Rumänisches Technisches Lexikon''.

Der Technische Verlag veröffentlichte auch eine Reihe technischer zwei-und mehrsprachiger Wörterbücher.

Um einem besseren Einblick in die ausgestellten Werke zu gewinnen, liegen bei der Austellung Informationsmateriale, Verlagspläne und Prospekte in rumänischer und in einigen Weltsprachen auf.

ДК 6(02):061.4

Техническая книга на Выставке

Павильон, посвященный технической книге, в рамках выставки достижений народного хозяйства Румынии, содержит около 250 заглавий из 4600, тиражем около 25 миллионов экземпляров, опубликованных в течение 19-летней деятельности. Из представленных заглавий, значительная часть принадлежит машиностроительной отрасли: испытания и анализы металлов, машины — агрегаты и автоматические линии, станки, двиатели внутреннего сгорания, сварка, обработка металлов при высоких мощностях и скоростях, сварка, обработка металлов при выских мощностях и скоростях, нефтяное оборудование для буреняи и добычи и другие.

Особым вниманием пользуется монументальная работа в 15-ти томах, „Технический румынский лексикон''.

Техническое издательство опубликовало также ряд технических словарей на двух языках и полиглот.

Для более подробного ознакомления с представленными работами, на Выставке имеются информационные материалы, каталоги, издательские планы, проспекты —на румынском языке и на нескольких иностранных языках

(Продолжение с стр. 541)

Излагаются технико-экономические соображения, которые привели к применению, в Румынии, конструкций с многослойными облицовками, а также конструкций, осуществленных многослойной сваркой, по румынскому патенту. Приводятся технические характеристики некоторых осуществленных корпусов, находящихся в стадии выполнения.

В заключение подчеркиваются экономические эффекты, вытекающие из осуществления в Румынии высоконапорных резурвуаров, эффекты, выражающиеся в значительной экономии валюты.

На рис. 4 представлено сечение сборного корпуса, а на рис. 5 общий вид конденсационной колонны, диаметром 700 мм и длиной 6290 мм, изготовленной на заводе Griviţa Roşie, Бухарест, с техническими характеристиками, указанными в таблице 8.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef : 14.90.27 ; Redacţia : Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 16, Tiparul : Intreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3511.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZP. 1983

INTRERUPATOARE
AUTOMATE

CONTACTOARE

ELECTROAPARATAJ

BUCUREŞTI
B-dul Marelui Stadion nr. 3
telef. 33.04.00 ; 33.43.75

APARATAJ
DE INSTALAŢII

ECHIPAMENTE
ELECTRICE

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unităţi de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
Bucureşti Tel. 31.51.02

E 3279

04
R

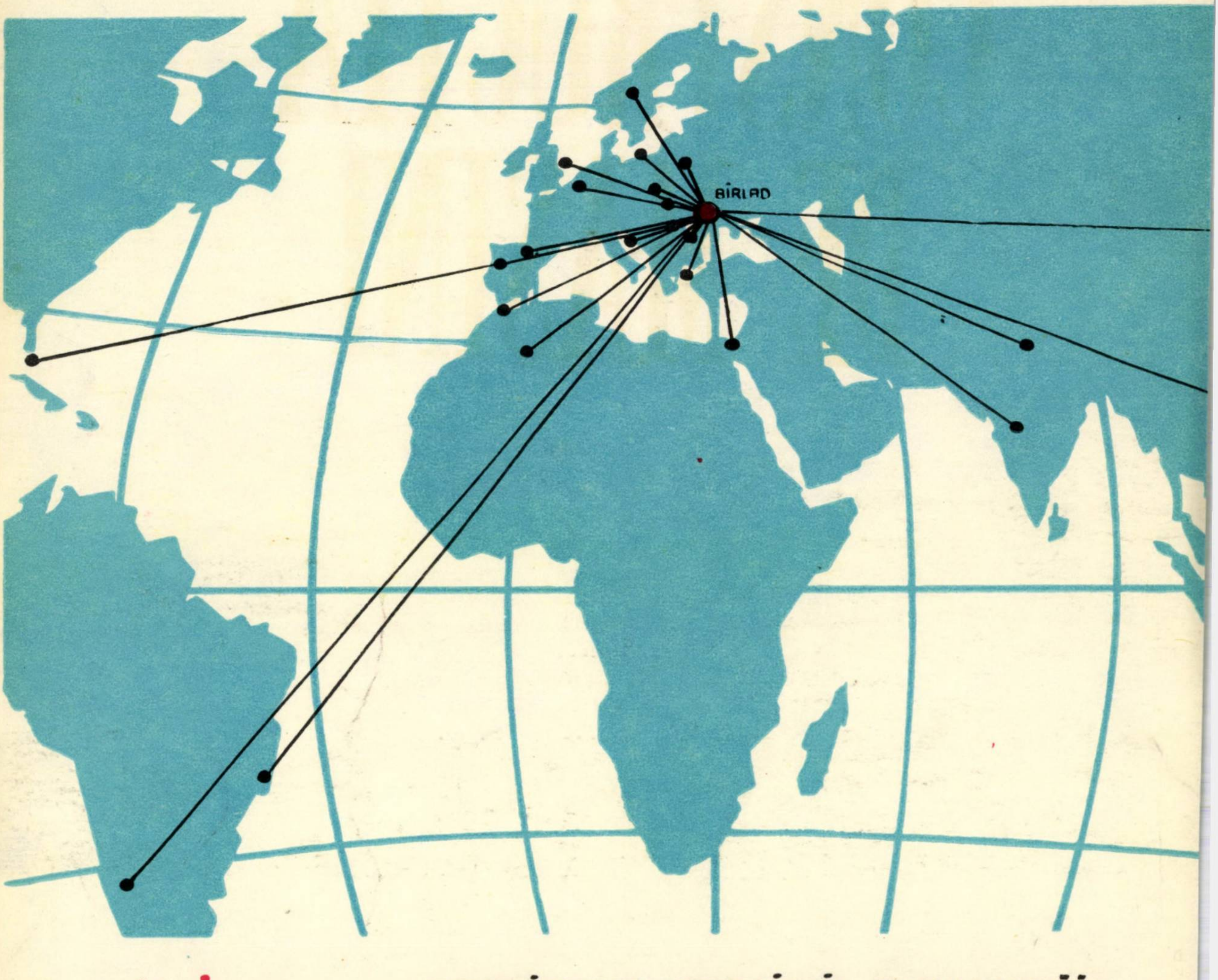
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr. 9 • SEPTEMBRIE 1969

FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

produce autocamioane „Carpați" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum și autoșasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

Uzina de Autocamioane Brașov • Str. Poienelor nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24

Reprezentanți pentru străinătate: „Autotractor" București • Str. Lipscani nr. 19

I.C.M.

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI, INTENSIFICÎND PREDAREA LOR. CĂTRE ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

E 32799

AUTOBUZUL

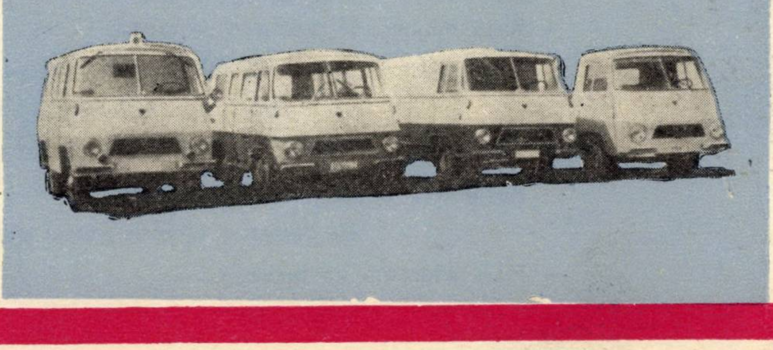
UZINA AUTOBUZUL
BUCUREȘTI

PRODUCE AUTOVEHICULE DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN COMUN ȘI TRANSPORTULUI MĂRFURILOR DE MIC TONAJ.

● AUTOBUZELE DE MEDIE CAPACITATE TV-20, ECHIPATE CU MOTOARE DE 145 CP – FUNCȚIONÎND CU BENZINĂ, SÎNT DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN ORAȘE (CAPACITATE TOTALĂ 85 CĂLĂTORI) ȘI ÎNTRE LOCALITĂȚI – CAPACITATE TOTALĂ 42 LOCURI + BAGAJELE AFERENTE (25 KG/CĂLĂTOR).

● AUTOBUZUL DE MICĂ CAPACITATE TV-71 – DESTINAT TRANSPORTULUI INTERURBAN ESTE ECHIPAT CU MOTOR CU BENZINĂ, DE 145 CP. AUTOBUZUL ARE O CAPACITATE TOTALĂ DE 28 CĂLĂTORI + BAGAJELE (25 KG/CĂLĂTOR)

● AUTOUTILITARELE TV-41-51 – AU CAPACITATE DE TRANSPORT (SARCINĂ UTILĂ) DE 1200 KG LA SIMPLA TRACȚIUNE (TV-41) ȘI 1000 KG LA DUBLA TRACȚIUNE (TV-51). ECHIPATE CU MOTOR DE 70 CP, FUNCȚIONÎND CU BENZINĂ – ACEASTĂ CLASĂ DE PRODUSE ARE PARAMETRII DINAMICI CONVENABILI PENTRU TRANSPORTUL ORĂȘENESC SAU INTERURBAN.



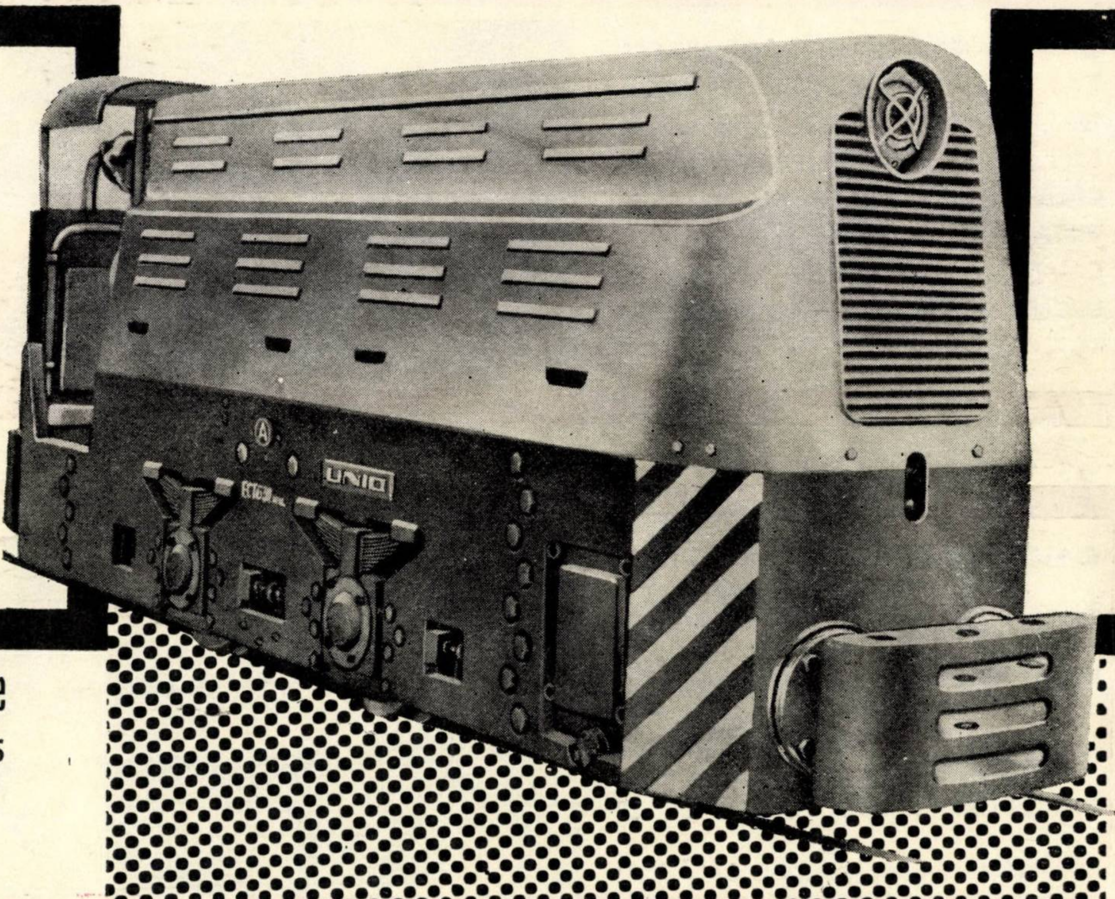
Locomotiva Diesel de mină tip LDM—45

Mijloc de transport economic, rapid și sigur mai ales pentru subteran datorită gabaritului său redus

Fiind prevăzută cu dispozitive de protecție antigrizutoasă în conformitate cu prescripțiile de securitate minieră din România, este utilizabilă cu succes în cele mai grele condiții.

Construcția ei simplă și robustă, siguranța în funcționare, larga accesibilitate la toate organele, vizibilitatea perfectă și protecția antigrizutoasă fac din această mașină un vehicul ideal pentru lucru în subteran.

UNIO



Satu - Mare
Str. Uzinei, 35
Tel. 1801-2
Telex: 8312

Caracteristici tehnice

- Forța maximă de tracțiune la cîrlig; 1 600 kgf (ptr. coef. de ader. de 0,25).
- Vitezele de mers: 3,8; 5,7; 8,4; 12,3 km/h.
- Raza minimă de înscriere în curbă: 10 m.
- Ecartamentul: 570; 600 și 630 mm — uzual
  700; 750; 760 mm — la comandă specială.
- Acționarea: cu motor tip U5 Brașov D109 A de 45 CP și 1800 rot/min.
- Pornirea: — cu demaror de inerție pentru construcția antigrizutoasă;
  cu demaror electric numai pentru construcția normală.
- Masa aderentă de serviciu 6,3 t.

Trolii cu angrenaje planetare tip TAP-5,5 şi TAP 13

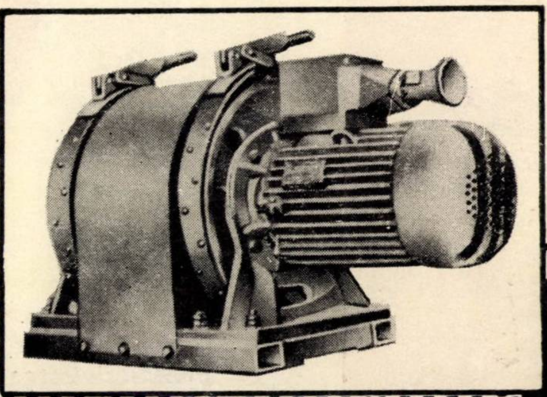
Compacte şi cu gabarit redus, aceste trolii sînt destinate exploatărilor miniere pentru lucrările de manevră şi transport ale vagonetelor.

Fiind înzestrate cu motoare antigrizutoase, troliile sînt utilizabile atît în subteran cît şi la suprafaţă în locurile grizutoase sau greu accesibile, într-o varietate mare de lucrări dispuse pe orizontală sau pe planuri înclinate cu panta pînă la 5 %.

Prin simplitatea comenzilor şi a instalaţiei electrice, aceste trolii prezintă siguranţă în exploatare.

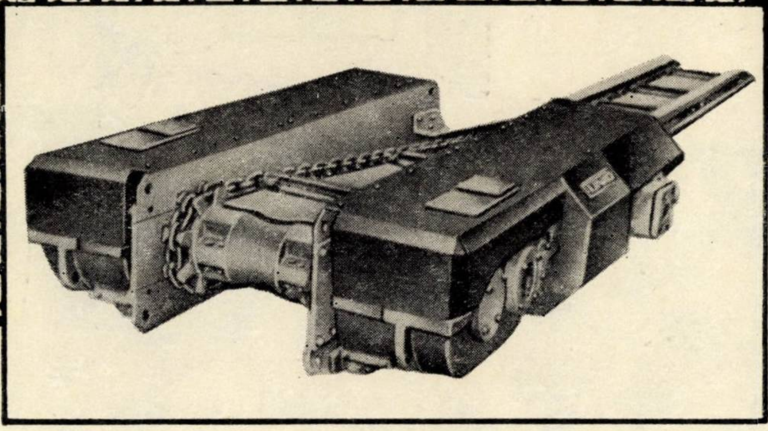
Caracteristici tehnice

		TAP 5,5	TAP—13
— Forţa de tracţiune:	— minimă	350 kgf	1000 kgf
	— maximă	750 kgf	1600 kgf
— Viteza cablului:	— minimă	0,58 m/s	0.5 m/s
	— maximă	1,2 m/s	0,98 m/s
— Raza de acţiune a troliului		400 m	330 m
— Acţionarea: cu motor electric antigrizutos flanşat de 5,5 kW respectiv 13 kW şi 1500 rot/min			
— Masa netă		385 kg	660 kg



UNIO

Satu - Mare



Caracteristici tehnice

— Debitul maxim (cărbune)	150 t/h
— Viteza lanţului cu raclete	0,80 m/s
— Unghiul de şerpuire între jgheaburi (în ambele planuri)	3°
— Lungimea de transport	120 m respectiv 60 m
— Acţionarea: cu două respectiv un motor antigrizutos de 22 kW şi 1500 rot/min	
— Masa netă totală: pentru 120 m	22 655 kg
pentru 60 m	11 972 kg

Utilaj specific minier, transportorul TR-3 este destinat pentru transportul, în abatajele frontale, al cărbunelui rezultat prin tăierea şi încărcarea cu ajutorul combinei, plugului, havezei sau din puşcare, a straturilor de cărbune cu înclinarea de ± 20°.

Menţinerea transportului în frontul de lucru se face prin ripare cu ajutorul împingătoarelor mecanice, pneumatice sau hidraulice de minimum 5 tf.

Se execută în 2 variante TR-3-120 de 120 m şi TR-3-60 de 60 m.

Transportor cu raclete şerpuitor blindat tip TR-3

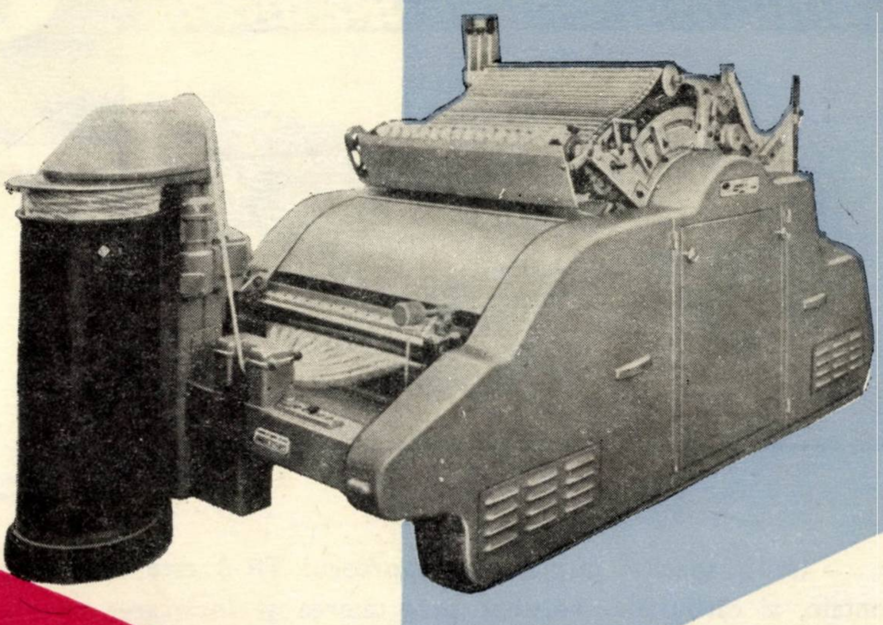
UZINA UNIREA — CLUJ

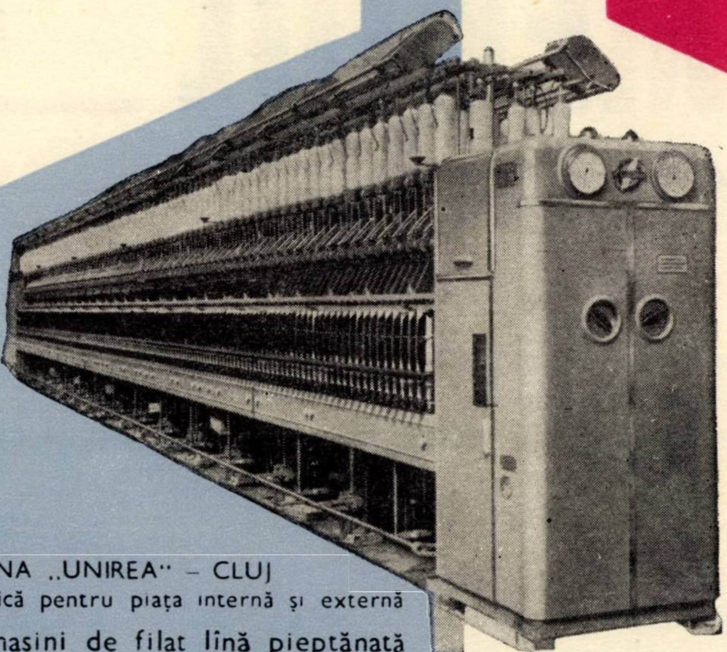
Piaţa 1 Mai nr. 1-2

CARDA DE BUMBAC, TIP 3C
fabricată după licenţă INGOLSTADT

Productivitatea maşinii 9-24 kg/h

Maşina se livrează cu aparat Crosrol, dispozitive de ionizare şi instalaţie de absorbţie a deşeurilor şi prafului. De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm)

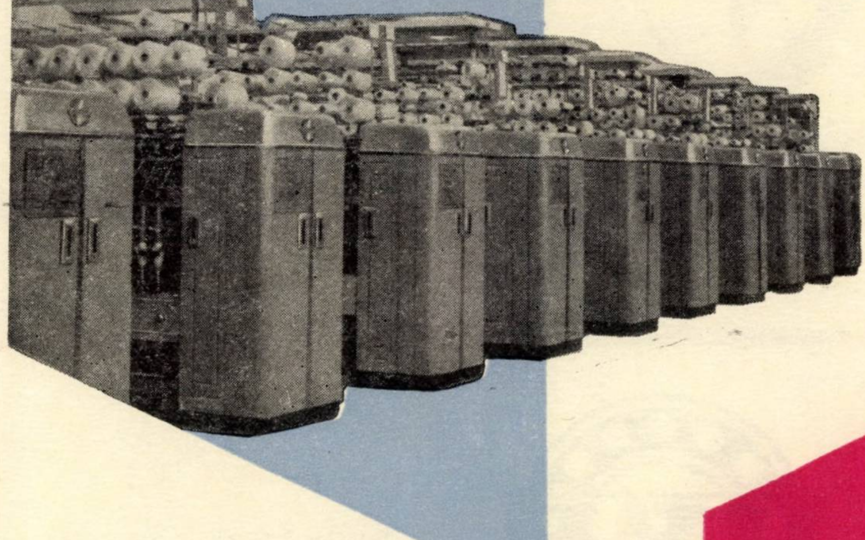




JZINA „UNIREA" – CLUJ

abrică pentru piaţa internă şi externă

- maşini de filat lînă pieptănată
- maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice
- laminoare pentru bumbac
- maşini de pieptănat
- carde pentru bumbac
- războaie automate pentru bumbac
- războaie automate pentru mătase
- trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- ratiere pentru războaie de bumbac
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- diferite piese de schimb.



uzina

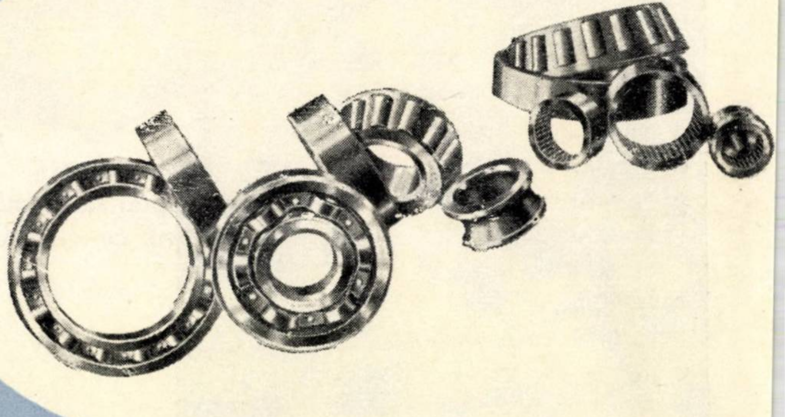
RULMENTUL

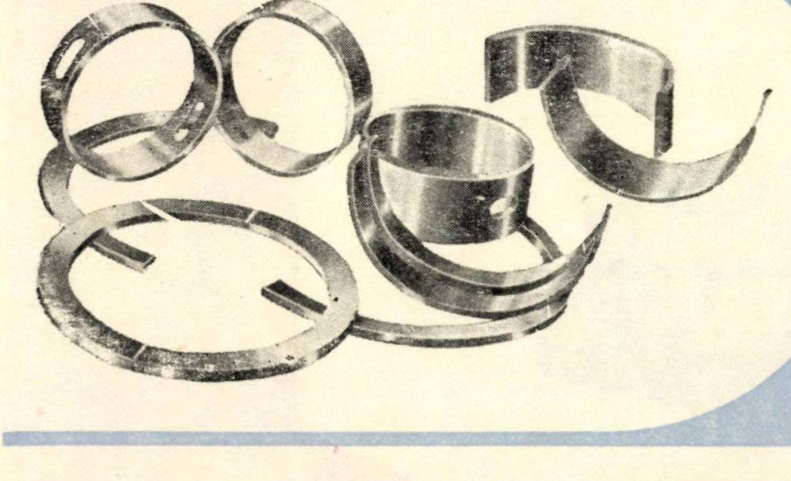
brașov

URB, dotată cu utilaj modern și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

Uzina „RULMENTUL“ Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

URB

Telefon 2.06.41 — telex 012245

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, SEPTEMBRIE, Nr. 9, 1969

CUPRINS

ARAMĂ, C. şi BUGHICI, I. : Un model fizico-matematic al arderii în motorul diesel. 545

BOBESCU, GH. : Influenţa regimului de funcţionare asupra încălzirii amestecului în conducta de admisiune la motorul SR—211 cu răcire diferenţiată. 548

DEMIAN, TR. : Fenomenele frecării în lagărele pentru vîrfuri (I). 551

DEMIAN, TR. : Asupra calculului la rezistenţă şi uzură a lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafeţe sferice (II). 558

DUMITRESCU, A. ELEFTERESCU, M. şi KOVACS, ST. : Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini. 564

ENACHE, ŞT. : Cercetări cu privire la geometria optimă a cuţitelor de finisare cu raza la vîrf. 567

GUTMAN, M. : Studiul variaţiei coeficienţilor de debit pentru unele canale şi ferestre de la motoarele în doi timpi. 572

MOLDOVAN, V. CANTA, TR. şi POP, V. : Fundaţie suspendată pe arcuri pentru ciocanul pneumatic de 160 kgf. 575

DOCUMENTARE 578

RECENZII 581

CRONICĂ 582

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Membri : ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor : ELENA ŞTEFĂNESCU

S U M A R

CZ 621.436.019

Aramă, C. şi Bughici, I. : **Un model fizico-matematic al arderii în motorul diesel.**

Se determină un model fizico-matematic pentru calculul fazelor arderii în motorul diesel.

Construcţia de Maşini 21 (1969). nr. 9. p. 545—547

CZ 621.436.03

Bobescu, Gh. : **Influenţa regimului de funcţionare asupra încălzirii amestecului în conducta de admisiune la motorul SR—211 cu răcire diferenţiată.**

Se determină influenţa turaţiei sarcinii şi a avansului la aprindere asupra încălzirii amestecului în conducta de admisiune la încălzirea acesteia cu gaze de evacuare sau lichid de răcire.

Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 9. p. 548—551

CZ 621.822.1 :621.891

Demian, Tr. : **Fenomenele frecării în lagărele pentru vîrfuri (I).**

Se studiază fenomenele de frecare în lagărele pentru vîrfuri verticale şi orizontale.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 551—558

CZ 621.822.5.001.24 :539.4

Demian, Tr. : **Asupra calculului la rezistenţă şi uzură a lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafeţe sferice (II).**

Se prezintă o metodă de calcul de rezistenţă în condiţii statice sau dinamice, pentru lagărele miniaturale cu suprafeţe sferice.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 558—563

CZ 621 :621.3.016.2/4 :681.32

Dumitrescu, A., Elefterescu, M. şi Kovacs, St. : **Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini.**

Se prezintă o metodă matematică pentru determinarea cu ajutorul calculatoarelor a consumurilor de putere şi energie electrică în uzine şi pe ramuri industriale.

Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 9, p. 564—566

CZ 621.9.025.1

Enache, Şt. : **Cercetări cu privire la geometria optimă a cuţitelor de finisare cu raza la vîrf.**

Se verifică tezele teoretice privind influenţa unghiurilor de degajare şi de aşezare asupra rugozităţii în operaţiile de finisare.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 567—571

CZ 621.436.12.03

Gutman, M. : **Studiul variaţiei coeficienţilor de debit pentru unele canale şi ferestre de la motoarele în doi timpi.**

Se prezintă rezultatele încercărilor privind variaţia coeficienţilor de debit pentru organele de distribuţie ale motorului 2 S—9.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 572—574

CZ 621.974.4—85—218

Moldovan, V., Canta, Tr. şi Pop, V. : **Fundaţie suspendată pe arcuri pentru ciocanul pneumatic de 160 kgf.**

Se prezintă calculul şi schiţele fundaţiei suspendate pe arcuri pentru un ciocan de 160 kgf.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 575—577

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef : 14.90.27 ; Redacţia : Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3652.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

tartalomjegyzék

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.436.019

Арамэ, К. и *Бугичь, И.:* **Физико-математическая модель горения в дизельном двигателе.**

Определяется физико-математическая модель для расчета фаз горения в дизельном двигателе.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 545–547

ДК 621.436.03

Бобеску, Г.: **Влияние режима работы на нагрев смеси в впускной трубе на двигателе СР-211 с дифференциальным охлаждением.**

Определяется влияние числа оборотов, нагрузки и подачи при зажигании на нагрев смеси в впускной трубе при ее обогреве выхлопными газами или охлаждающей жидкостью.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 548–551

ДК 621.822.1 : 621.991

Демян, Тр.: **Явление трения в подшипниках для центров (I).**

Изучаются явления трения в подшинниках для вертикальных и горизонтальных пентров.

Construcţia de Maşini 21)1969), № 9, стр. 551–558

ДК 621.822.5.001.24 : 539.4

Демян, Тр.: **К вопросу расчета прочности и износа миниатюрных подшипников скольжения со сверической поверхностью (II).**

Приводится метод расчета прочности, в статических или динамических условиях, миниатюрных подшипников со сверической поверхностью.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 558–563

ДК 621 :621.3.016.2/4 :681.32

Думитреску, А., Элефтереску, М. и *Ковач, Шт.*: **Математическое моделирование потребной мощности и электроэнергии в области машиностроения.**

Описан математический метод определения при помощи счетных машин, расхода мощности и электроэнергии на заводах и по производственным отраслям.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 564–566

ДК 621.9.025.1

Енаке, Шт.: **Исследование оптимальной геометрии отделочных резцов с радиусом действия в вершине.**

Проверяются теоретические тезисы относительно влияния переднего и заднего углов резца на шероховатость в отделочных операциях.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 567–571

ДК 621.436.12.03

Гутман, М.: **Изучение вариации коэффициентов дебита для некоторых каналов и люк на двухтактных двигателях.**

Излагаются результаты испытания вариации коэффициентов дебита для распределительных органов двигателя 2 С—9.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 572–574

ДК 621.974.4–85–218

Молдован, В., Канта, Тр. и *Поп, В.:* **Фундамент, подвешенный на пружинах для пневматического молота в 160 кГ.**

Приведен расчет и чертежи фундамента, подвешенного на пружинах для молота в 160 кГ.

Construcţia de Maşini 21 (1969), № 9, стр. 575–577

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.436.019

Aramă, C. und *Bughici, I.*: **Ein physikalisch — mathematisches Modell der Verbrennung im Dieselmotor.**

Es wird ein physikalisch-mathematisches Modell zur Berechnung der Verbrennungsphasen im Dieselmotor beschrieben.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 545–547

DK 621.436.03

Bobescu, Gh.: **Der Einfluss der Betriebsart auf die Erwärmung des Gemisches in der Ladeleitung beim SR—211 Motor mit differenzierter Kühlung.**

Man bestimmt den Einfluss der Drehzahl, der Belastung und der Vorzündung auf die Erwärmung des Gemisches der Ladeleitung bei deren Erwärmung durch Abgaze oder Kühlflüssigkeit.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 548–551

DK 621.822.1 : 621.891

Demian, Tr.: **Die Reibungsvorgänge bei Spitzenlagern (I).**

Man untersucht die Reibungsvorgänge bei Lagern für senkrechte und waagerechte Spitzen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 551–558

DK 621.822.5.001.24 :539.4

Demian, Tr.: **Uber die Berechnung der Festigkeit und der Abnutzung von Miniaturlagern mit Kugeloberflächen (II).**

Dargestellt wird eine Methode der Festigkeitsberechnung unter statischen oder dynamischen Bedingungen für die Miniaturlager mit Kugeloberflächen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 558–563

DK 621 :621.3.016.2/4 :681.32

Dumitrescu, A., Elefterescu, M. und *Kovacs, Ş.*: **Die Modellierung des elektrischen Leistungs und Energiebedarfs im Maschinenbauzweig.**

Man entwickelt eine mathematische Metode zur Bestimmung mit Hilfe der Kalkulatoren — von Leistungs - und Energieverbrauch in Kraftwerken und verschiedenen Industrie zweigen.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 564–566

DK 621.9.025.1

Enache, Şt.: **Forschungen bzgl. der optimalen Geometrie bei Schlichtstählen mit Spitzenradius.**

Man untersucht die theoretischen Thesen mit Bezug auf den Einfluss der Spanwinkel und der Landungswinkel auf die Rauheit bei den Schlichtungsarbeiten.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 567–571

DK 621.436.12.03

Gutman, M.: **Untersuchung bzgl. Aenderung der Durchflussmenge für gewisse Kanäle und Oeffnungen bei den Zweitaktmotoren.**

Dargestellt werden die Prüfungsergebnisse bzgl. der Aenderung der Durchflussmengen — Koeffizienten für die Steuerungselemente des Motors 2 S—9.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H.9, S. 572–574

DK 621.974.4–85–218

Moldovan, V., Canta, Tr. und *Pop, V.*: **Die auf Federn ruhende Fundierung für den 160 kgf — Drucklufthammer.**

Vorgeführt werden die Berechnung und die Skizzen des auf Federn ruhenden Fundaments eines 160 kgf — Hammers.

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 9, S. 575–577

SOMMAIRE

CD 621.436.019

Aramă, C. et *Bughici, I.* : **Un modèle physique et mathématique de la combustion dans le moteur diesel.**

On élabore un modèle physique et mathématique pour le calcul des étapes de la combustion dans le moteur diesel.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 545—547

CD 621.436.03

Bobescu, Gh. : **L'influence du régime de travail sur le chauffage du mélange dans la conduite d'admission du moteur SR—211 à refroidissement différencié.**

On précise l'influence qu'ont le nombre de tours, la charge et l'avance à l'allumage sur le chauffage du mélange dans la conduite d'admission lorsque celle-ci est chauffée à l'aide des gaz d'évacuation ou du liquide de refroidissement.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 548—551

CD 621.822.1 :621.891

Demian, Tr. : **Les phénomènes de frottement dans les paliers sur aiguilles (I).**

On étudie les phénomènes de frottement dans les paliers verticaux et horizontaux sur aiguilles.

Construcţia de Maşini 21(1969), no. 9, p. 551—558

CD 621.822.5.001.24 : 539.4

Demian, Tr. : **Sur le calcul de la résistance et de l'usure des mini-paliers à glissement, à surface sphérique (II).**

On présente une méthode pour le calcul de la résistance, dans des conditions statiques ou dynamiques, des mini-paliers à surface sphérique.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 558—563

CD 621 :621.3.016.2/4 : 681.32

Dumitrescu, A., *Elefterescu M.* et *Kovacs, St.* : **Le modelage mathématique de la consommation de la puissance et de l'énergie électrique dans la construction mécanique.**

On expose une méthode mathématique pour déterminer, à l'aide des calculateurs, la consommation de la puissance et de l'énergie électrique dans les usines et dans les différents domaines industriels.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 564—566

CD 621.9.025.1

Enache, Şt. : **Recherches sur la meilleure géométrie des outils finisseurs à rayon à la pointe.**

On vérifie les thèses théoriques concernant l'influence des angles de biseau et de mise sur la rugosité, lors du finissage.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 557—571

CD 621.436.12.02

Gutman, M. : **L'étude de la variation des coefficients de débit pour quelques canaux et fenêtres des moteurs à deux temps.**

On donne les résultats des essais portant sur la variation des coefficients de débit pour les organes de distribution du moteur 2 S—9.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 572—574

CD 621.974.4—85—218

Moldovan, V., *Canta, Tr.* et *Pop, V.* : **Fondation suspendue sur ressorts pour le marteau pneumatique de 160 kgf.**

Les auteurs présentent le calcul et les esquisses de la fondation suspendue sur ressorts pour le marteau de 160 kgf.

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 9, p. 575—577

CONTENTS

DC 621.436.019

Aramă, C. and *Bughici, I.* **A physico-mathematical model of combustion in a diesel motor.**

Determination of a physico-mathematical calculus model for the combustion phases of a diesel motor.

Construcţia de Maşini 21 (1969) nr. 9, p. 545—547

DC 621.436.03

Bobescu, Gh. **Influence of the functioning regime on the heating of the mixture within the admission pipe of the SR-211 motor with differential cooling.**

The author determines the influence of rotation and ignition feed on the heating of the mixture within the admission pipe when exhaust gases or cooling fluid are used to this purpose.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9. p. 548—551

DC 621.822.1 : 621.891

Demian, Tr. **Friction phenomena in vertex bearings (I).**

The author studies friction phenomena occurring in vertical and horizontal vertex bearings.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 551—558

DC 621.822.5.001.24 :539.4

Demian, Tr. **On the resistance and wear calculus in miniature slide bearings with spherical surfaces (II).**

One presents a computing method for the static and dynamic resistance of miniature bearings with spherical surfaces.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 558—563

DC 621 :621.3.016.2/4 : 681.32

Dumitrescu, A., *Elefterescu, M.* şi *Kovacs, St.* **Mathematical modelling of electric power requirements in the machine building industry.**

The author presents a mathematical method using computers designed to determine the electric power consumption of the plants in different industrial branches.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 564—566

DC 621.9.025.1

Enache, St. **Researches on the optimal geometry of the finishing tools.**

The author checks the theories regarding the influence of the face and clearance angles on rugosity in finishing operations.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 567—571

DC 621.436.12.02

Gutman, M. **Study of the variation of output coefficients for some channels and holes in two-stroke motors.**

The author presents the results of the test conducted on the variation of the output coefficients of the distribution devices of the 2S—9 motor.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 572—574

DC 621.974. 4—85—218

Moldovan, V., *Canta, Tr.* and *Pop, V.* : **Spring supported base of a 160 kgf pneumatic hammer.**

The author presents the calculus and diagram of a spring supported base of a 160 kgf pneumatic hammer.

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 9, p. 575—577

CZ 621.436.019

Un model fizico-matematic al arderii în motorul diesel

Prof. ing. C. ARAMĂ – Institutul Politehnic – Bucureşti
Ing. I. BUGHICI – ICPET – Bucureşti

Complexitatea proceselor succedanee şi simultane de formare a amestecului şi de ardere din motorul diesel, cunoaşterea încă incompletă a mecanismelor cinetice reactive de ardere a hidrocarburilor, compoziţia chimică variată a combustibililor comerciali, precum şi relativ recenta dispunere de unele informaţii fenomenologice despre desfăşurarea proceselor din motor, au generat dificultăţile cunoscute în elaborarea unor modele fizico-matematice realistice şi folosibile practic pentru calculul sau interpretarea arderii din motorul diesel.

Folosind şi prelucrînd datele recente ale unor investigaţii experimentale [1], [2] şi teoretice [3], [4], [5] se stabilesc următoarele trei faze de ardere (fig. 1), distincte prin manifestările şi proprietăţile menţionate :

1. Prima fază, de durată relativ mică (τ_1), în care valorile cele mai ridicate ale vitezei degajării de căldură $\frac{dQ}{d\tau}$ sînt asociate unor cantităţi relativ reduse de cădură degajată, $\int \frac{dQ}{d\tau} d\tau$, precum şi unor reduse intensităţi luminoase, I. L., ale flăcărilor emise.

2. A doua fază, de durată relativ mare, τ_2, cu valori $\frac{dQ}{d\tau}$, moderate, dar cu cele mai mari valori ale căldurii degajate, precum şi a intensităţii luminoase.

3. A treia fază, de durată relativ mare, τ_3, cu valori modeste ale $\frac{dQ}{d\tau}$ şi căldurii degajate precum şi cu luminescenţe specifice arderii particulelor de carbon, prezente în această fază.

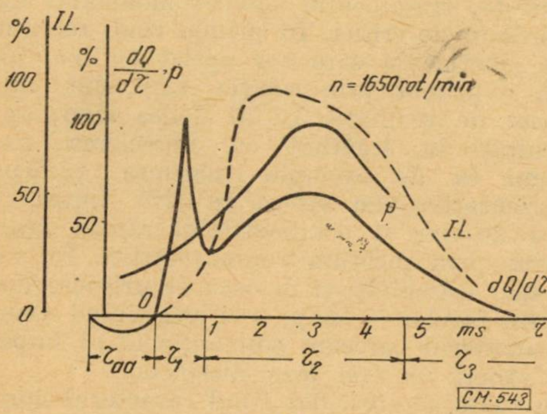


Fig. 1

Toate acestea îndreptăţesc tragerea concluziei în legătură cu caracterul flăcărilor specifice : flăcări caracteristice amestecurilor preformate în prima fază, flăcări difuzive în a doua fază şi flăcări de carbon în condiţiile arderii tîrzii, în a treia fază.

Schema generală a modelului fizic este ilustrată în figura 2.

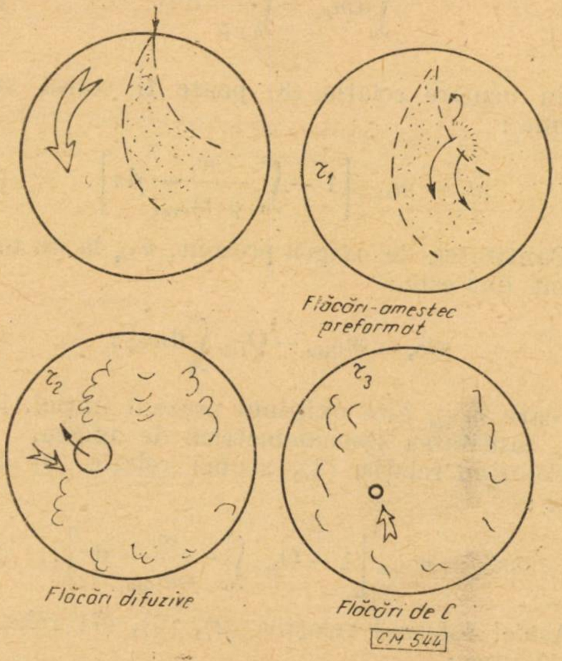


Fig. 2

Pe baza acestui model, se arată în continuare, pe scurt, metoda de calcul a arderii în cele trei faze şi rezultatele obţinute. S-a considerat că, după calculul vitezei de degajare a căldurii, metoda de utilizare a acesteia pentru interpretarea sau determinarea diagramei indicate, $p - \tau$, este cunoscută.

Prima fază. Folosind convenţional puterea calorică, Q_i, a combustibilului, viteza de degajare a căldurii este :

$$\frac{dQ}{d\tau} = Q_i \cdot w_r \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}\right]; \qquad (1)$$

în care viteza de reacţie w_r, se consideră ca fiind :

$$w_r = k \cdot m_F^f \, m_{O_2}^o \, \rho^{(f+o)} \cdot \exp^{-E/RT} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3\,\text{s}}\right]; \qquad (2)$$

în care k este constanta vitezei, m, numerele de moli, F şi f, se referă la combustibil, iar, o, la oxigen, celelalte mărimi fiind cele uzuale.

Determinarea cantităţii de combustibil, m_F, prezent la un moment dat:

$$m_F = m_{F\tau aa} - \int_0^\tau \mathrm{d}m_{Fa}\,; \tag{3}$$

este posibilă dacă se cunoaşte cantitatea de combustibil prezentă la începutul fazei, m_{Faa}, care este egală cu aceea acumulată în perioada de întîrziere la autoaprindere, τ_{aa}, şi care se stabileşte din legea de injecţie ştiind şi durata τ_{aa}, dar şi cantitatea de combustibil angajat în ardere pînă la acel moment dat:

$$\int_0^\tau \mathrm{d}m_{Fa} = \int_0^\tau \frac{w_r}{\rho}\,\mathrm{d}\tau\cdot \tag{4}$$

Prin urmare relaţia (3) poate fi scrisă sub forma:

$$m_F = m_{F\tau aa}\left[1 - \int_0^\tau \frac{w_r}{\rho\cdot m_{F\tau aa}}\,\mathrm{d}\tau\right]. \tag{5}$$

Cantitatea de oxigen prezent, m_{O_2} la un moment dat este:

$$m_{O_2} = m_{O_2 in} - O_{teor}\int_0^\tau \mathrm{d}m_{Fa}\,; \tag{6}$$

în care $m_{O_2 in}$ este oxigenul prezent iniţial, iar O_{teor} cantitatea stoechiometrică de oxigen.

Folosind relaţia (4), atunci relaţia (6) devine:

$$m_{O_2} = m_{O_2 in}\left[1 - O_{teor}\int_0^\tau \frac{w_r}{\rho m_{O_2 in}}\,\mathrm{d}\tau\right]. \tag{7}$$

Astfel folosind relaţiile (2), (5), (7) relaţia (1) devine:

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\tau} = Q_i\, k\, m^{f}_{F\tau aa}\, m^{o}_{O_2 in}\cdot\left[1 - \int_0^\tau \frac{w_r}{\rho m_{F\tau aa}}\,\mathrm{d}\tau\right]\cdot$$

$$\cdot\left[1 - O_{teor}\int_0^\tau \frac{w_r}{\rho m_{O_2 in}}\,\mathrm{d}\tau\right]^{o}\cdot \rho^{(f+o)}\cdot \exp^{-E/RT}. \tag{8}$$

A doua fază. După prof. Spalding [6], viteza de ardere a unei picături, considerată aici drept reprezentativă, este:

$$w = 4\pi\frac{K}{C_p}\ln(1+A)\sqrt{r_{in}^2 - \frac{2K}{C_p\,\rho_F}\,\tau\ln(1+A)}\,; \tag{9}$$

în care:

$$A = \frac{Q_i}{O_{teor}\, q_{vap}}\, m_{O_2 in}\left[1 - \frac{O_{teor}}{m_{O_2 in}}\int_0^\tau w\,\mathrm{d}\tau\right] +$$

$$+\frac{C_p}{q_{vap}}(T_g - T_s). \tag{10}$$

Încercarea de a ţine seamă de faptul că, la arderea picăturii reprezentative, rolul conducător îl are viteza de amestecare dintre vaporii de combustibil rezultaţi şi aerul rămas disponibil, se propune a fi realizată prin introducerea unui factor de calmare, φ_c, a vitezei exprimată prin relaţia (9), astfel încît viteza de ardere reală a picăturii reprezentative să devină:

$$w_a = \varphi_c\cdot w. \tag{11}$$

Criteriul de calmare care să ţină seamă de schimbul de masă şi de mişcarea relativă dintre curenţii de aer şi picătura reprezentativă este propus a fi:

$$\varphi_c = \frac{\alpha_m}{w_{rel}} \tag{12}$$

în care α_m este coeficientul de schimb de masă, iar w_{rel} este viteza mişcării relative menţionate anterior.

Cu relaţiile precedente se poate calcula viteza degajării de căldură în această fază:

$$\frac{dQ}{d\tau} = Q_i\,\varphi_c w. \tag{13}$$

A treia fază. La arderea particulelor de carbon, rolul conducător îl are viteza schimbului de masă în această fază:

$$w_m = \alpha_m(C_{in} - C_{fin}). \tag{14}$$

în care:

α_m = Nu · D/δ, cu notaţiile uzuale:
Nu — criteriul Nusselt
D — coeficientul de difuzie
δ — dimensiunea caracteristică a particulei.

Viteza degajării de căldură în această fază devine:

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\tau} = Q_i\cdot w_m. \tag{15}$$

Fireşte, tratamentul aplicat modelului fizic suportă unele critici. În primul rînd, mecanismele cinetice la care s-a apelat (şi mai ales acela exprimat prin relaţia (2)) sînt mult diferite de realitate. În al doilea rînd, apar dificultăţi în legătură cu aprecierea unor mărimi ca de exemplu mărimea picăturii reprezentative sau viteza relativă dintre curenţii de aer şi combustibilul rămas nears, ilustrat prin picătura reprezentativă. În sfîrşit, apar dificultăţi şi în ceea ce priveşte delimitarea fazelor în timp, mai ales ţinînd seamă de caracterul oarecum convenţional al împărţirii arderii în trei faze distincte.

Cu toate acestea, dat fiind caracterul dominant în fiecare fază al particularităţilor distinctive consemnate în modelul fizic propus, precum şi deosebita flexibilitate algebrică a ecuaţiilor vitezelor de reacţie, s-au obţinut rezultate de calcul acceptabile.

În figura 3 se arată rezultatele calculului vitezelor de degajare a căldurii în cele trei faze, pentru condiții medii alese, de exemplu: dimensiunea picăturii, limitele de interferență a fazelor, valoarea vitezei relative etc.

Comparînd o diagramă indicată obținută la un motor diesel (cu injecție directă), cu diagramele calculate (pentru porțiunea arderii) în două condiții adverse (I și II) de alegere a condițiilor menționate mai sus, s-a obținut figura 4.

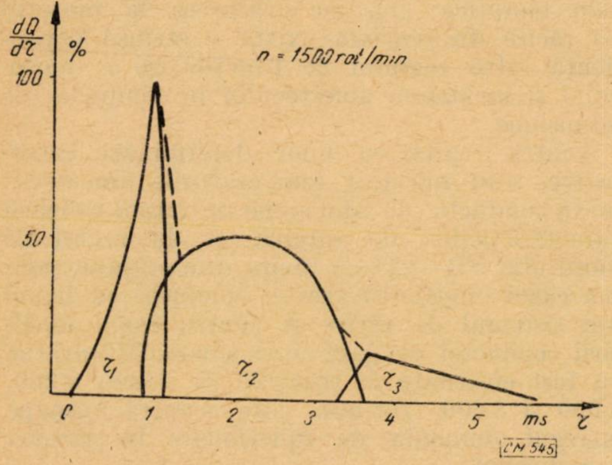


Fig. 3

Se poate constata că, pentru necesitățile de proiectare, rezultatele sînt satisfăcătoare (mai ales ținînd seamă că folosind o alegere întîmplătoare, nedeliberată, a datelor de calcul, rezultatele se vor înscrie între curbele I și II, deci mai aproape de realitate).

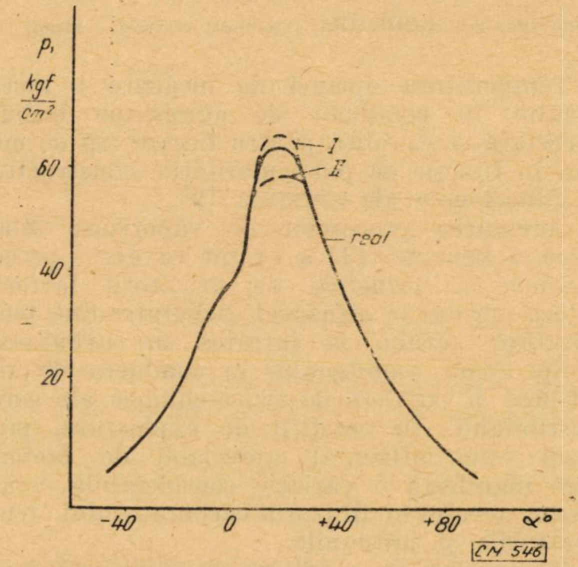


Fig. 4

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alcock*, J., *Scott*, *W.* Some more light on diesel combustion. Inst. Mech. Eng. — Proceed. Auto. Div., 5, 1962—1963

[2] Film realizat de către Research Dept., C. A, V., Acton-London, în tehnica schlieren-color asupra proceselor din cilindrul motorului diesel cu injecție directă, 1967.

[3] *Austen. A.*, *Lyn, W. T.* Relation between fuel injection and heat release in a direct-injection engine and the nature of the combustion processes. Inst. Mech. Eng. Proceed. Auto. Div. 1, 1960—1961.

[4] *Lyn W. T.* Calculations of the effect of rate of heat release on the shape of cylinder-pressure diagram and cycle efficiency. Inst. Mech. Eng. Proceed. Auto. Div., 1, 1960—1961.

[5] *Aramă, C*, și *Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. București. Ed. tehnică, 1966.

[6] *Spalding, D. B.* Some fundamentals of combustion. Butterworths Scientific Publications, 1955.

CZ 621.436.03

Influenţa regimului de funcţionare asupra încălzirii amestecului în conducta de admisiune la motorul SR-211 cu răcire diferenţiată

Conf. ing. Gh. BOBESCU – Institutul politehnic – Braşov

Temperatura optimă de încălzire a amestecului în conducta de admisiune trebuie cercetată şi stabilită pentru fiecare tip de motor, în funcţie de particularităţile constructive şi funcţionale ale acestuia [2].

Cercetarea proceselor de vaporizare dinamică a benzinei [3] a arătat că acest proces depinde în principal de următorii factori: viteza aerului în difuzorul carburatorului, temperatura aerului la intrarea în carburator, temperatura amestecului în conducta de admisiune şi poprietăţile fizico-chimice ale combustibilului. În condiţii de exploatare, procesul este influenţat apreciabil de factorii care manifestă o variaţie considerabilă, adică viteza aerului în difuzorul carburatorului, temperaturile şi presiunile.

Depresiunea în conducta de admisiune variază în funcţie de sarcină şi turaţie, în general în limitele 8–500 mm col. Hg. Limita inferioară se obţine la turaţii mici, la deschiderea completă a clapetei de acceleraţie, iar limita superioară la turaţia maximă de mers în gol. Cu creşterea depresiunii se măreşte viteza de vaporizare şi acest proces se poate desfăşura cu viteză mare chiar la temperaturi mai scăzute.

Vaporizarea combustibilului în carburator şi în conducta de admisiune mai este influenţată şi de dispozitivele de emulsionare prevăzute în construcţia carburatorului; datorită acestora, combustibilul ajunge în difuzor sub formă de ceaţă şi nu sub formă de picături de dimensiuni relativ mari, ceea ce favorizează amestecarea cu aerul şi vaporizarea.

Din cele prezentate mai sus rezultă că pentru fiecare motor trebuie să se analizeze factorii care influenţează vaporizarea combustibilului şi să se stabilească parametrii sistemului de încălzire a conductei de admisiune în strînsă legătură cu caracteristicile carburatorului şi combustibilului, precum şi în funcţie de parametrii de stare ai curentului de amestec în conductă, la diferite regimuri de funcţionare ale motorului.

În acelaşi timp, trebuie să se studieze dependenţa dintre regimul de funcţionare a motorului şi încălzirea amestecului în conducta de admisiune, studiu necesar atît pentru stabilirea reglajelor sistemului de încălzire a conductei, cît şi pentru corectarea regimului de încălzire la motoarele fără dispozitive de reglare a încălzirii amestecului. Aceste aspecte se cer clarificate şi în cazul motorului cu răcire diferenţiată, care face obiectul unor cercetări actuale.

Cercetarea experimentală, precum şi analizele teoretice [1], au arătat că la motorul cu răcire diferenţiată există o strînsă dependenţă între regimul de funcţionare a motorului şi încălzirea amestecului în conducta de admisiune.

Pentru realizarea unor determinări cantitative, s-au măsurat temperaturile amestecului în conducta de admisiune în timpul ridicării caracteristicilor de sarcină şi de reglaj ale motorului SR–211 cu răcire diferenţiată, pentru cazul încălzirii acestei conducte cu lichid din sistemul de răcire şi pentru cazul încălzirii conductei cu gaze de evacuare. Măsurările au fost efectuate la turaţiile de 1 400, 2 200, 3 000 şi 3 600 rot/min, care acoperă aproape întregul domeniu de funcţionare în sarcină a motorului.

S-a constatat că temperatura medie a amestecului acuză o uşoară creştere cu micşorarea sarcinii, în cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire. La mersul în gol se ating în general temperaturile maxime la toate turaţiile mai mari de 2 200 rot/min. La 1 400 rot/min apare o uşoară scădere a temperaturii la sarcini mai mici de 10%, deoarece pulverizarea şi vaporizarea combustibilului în carburator şi îmbogăţirea amestecului la acest regim nu au favorizat o încălzire pronunţată pe conducta de admisiune.

Temperatura amestecului creşte de asemenea la scăderea turaţiei, ceea ce se explică prin scăderea cantităţii de combustibil vaporizat şi prin răcirea timpului său de încălzire.

În cazul încălzirii conductei de admisiune cu gaze, temperatura amestecului depinde nu numai de factorii arătaţi mai sus, ci şi de temperatura gazelor de evacuare. De aceea, la sarcini mari ale motorului temperatura amestecului se măreşte. La turaţii mici temperaturile amestecului se reduc însă, deoarece gazele de evacuare au viteze şi temperaturi scăzute.

Încălzirea amestecului se majorează la creşterea turaţiei, pentru că temperatura şi viteza gazelor de evacuare, deci şi cantitatea de căldură transmisă amestecului, se măreşte în proporţie mai mare decît creşterea cantităţii de combustibil ce trebuie vaporizat. La turaţia maximă rezultă o uşoară scădere a încălzirii amestecului faţă de valorile obţinute la turaţii medii, cantitatea de combustibil vaporizat fiind forte mare, ceea ce rezultă şi prin îmbogăţirea amestecului.

Pentru exemplificare, se prezintă în figura 1 curbele de variaţie a încălzirii medii a amestecului şi a temperaturii gazelor de evacuare în funcţie de sarcină, în cazul încălzirii conductei de admisiune cu gaz (linie plină) şi cu lichid (linie întreruptă). Toate temperaturile au fost măsurate la ridicarea caracteristicilor de sarcină pentru regimurile termice optime corespunzătoare celor două variante de încălzire [2].

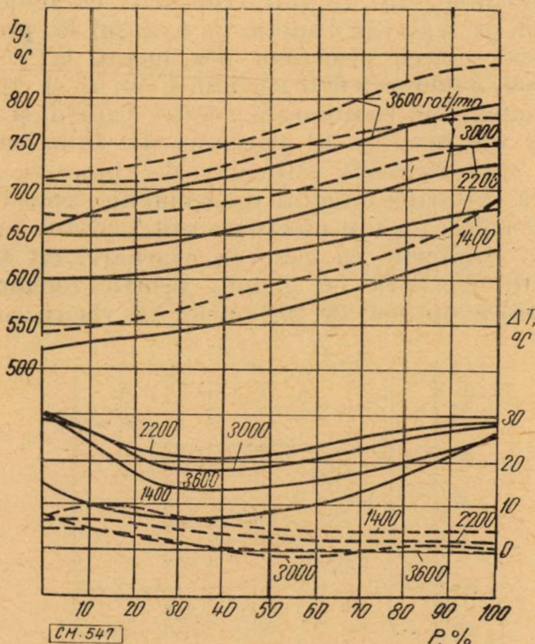


Fig. 1

Se observă că temperatura amestecului este superioară aproape la toate regimurile de turaţie şi de sarcină, în cazul încălzirii conductei cu gaze (variantă aplicată de uzina constructoare); valori mai moderate se obţin la sarcini de 25–50%, în special la turaţiile mici (1 400 rot/min) şi într-o anumită măsură la turaţia maximă. Efectul mai redus realizat prin încălzirea conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire este aproape independent de sarcină.

În figura 2 se arată curbele de variaţie a încălzirii medii a amestecului în funcţie de turaţie, la sarcină maximă. Temperaturile medii s-au calculat ca medie aritmetică a temperaturilor măsurate la toţi cilindrii motorului, la sarcină 100%.

Aceste curbe scot în evidenţă diferenţa mare, ce atinge valori de 15–18 °C, rezultată între încălzirea amestecului în conducta de admisiune cu ajutorul gazelor de evacuare (linie plină) şi cu lichid din sistemul de răcire (linie întreruptă). La folosirea lichidului din sistemul de răcire s-a obţinut şi un efect de autoreglare a încălzirii amestecului, temperatura acestuia crescînd la turaţii mici, cînd pulverizarea este mai puţin satisfăcătoare. Acest fapt prezintă interes pentru practica construcţiei de motoare, prin alegerea judicioasă a caracteristicii de debit a sistemului de încălzire putîndu-se realiza o perfectă autoreglare a încălzirii amestecului; se exclude astfel, necesitatea reglării prin termostat, care de multe ori este nesigură în funcţionare şi implică dispozitive ce duc la creşterea preţului de cost al motorului.

Prin urmare, cercetarea efectuată a demonstrat că temperatura amestecului variază foarte puţin în funcţie de sarcină şi are o variaţie avantajoasă în funcţie de turaţie, ceea ce contribuie la obţinerea unor performanţe mai bune ale motorului, în cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid. La încălzirea cu gaze a conductei de admisiune regimul de sarcină manifestă însă o mare influenţă asupra încălzirii amestecului, iar temperaturile acestuia sînt în general mult mai ridicate.

O influenţă însemnată asupra proceselor din motor este exercitată de avansul la producerea scînteii electrice. Astfel, micşorarea avansului sub valoarea optimă duce la prelungirea arderii în cursa de detentă, ceea ce antrenează creşterea temperaturii gazelor de evacuare. În această alternativă se măresc atît pierderile de căldură prin gazele arse, cît şi pierderile prin sistemul de răcire, deoarece se măreşte cantitatea de căldură transmisă prin cilindrii motorului.

În cazul încălzirii conductei de admisiune cu gaze de evacuare, avansul la producerea scînteii electrice manifestă şi o influenţă indirectă asupra desfăşurării ciclului şi anume prin încălzirea amestecului. În alternativa aleasă (reducerea avansului), majorarea temperaturii gazelor de evacuare, antrenează încălzirea mai puternică a amestecului în conducta de admisiune. Ca urmare, este evidentă sensibilitatea pronunţată a motorului la variaţia avansului şi deci necesitatea unei corelări foarte precise a avansului cu sarcina şi turaţia.

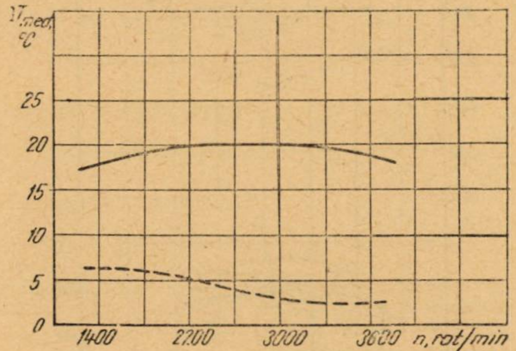


Fig. 2

În cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, avansul la producerea scînteii electrice nu influenţează practic încălzirea amestecului la nici un regim de turaţie sau sarcină, ceea ce face ca motorul să devină ceva mai puţin sensibil la reglajele aprinderii. De exemplu, creşterea cantităţii de căldură cedate lichidului de răcire la reducerea avansului, care ar putea modifica gradul de încălzire a amestecului în conducta de admisiune, este frînată prin acţiunea inversă a sistemului de reglare a regimului termic al motorului. În aceste condiţii, se pot admite caracteristici mai uşor de realizat, prin soluţii constructive obişnuite ale regulatoarelor automate de avans.

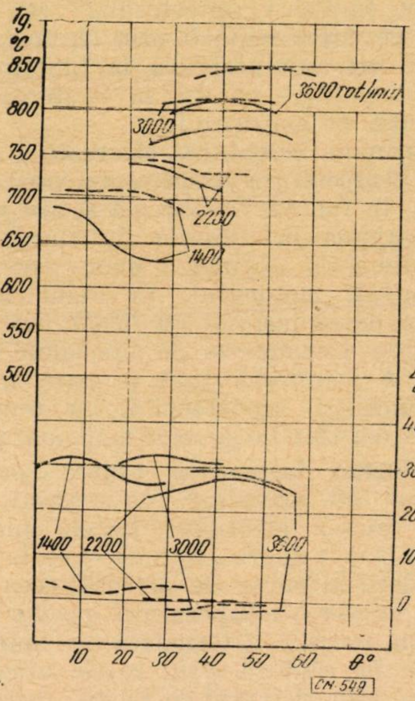


Fig. 3

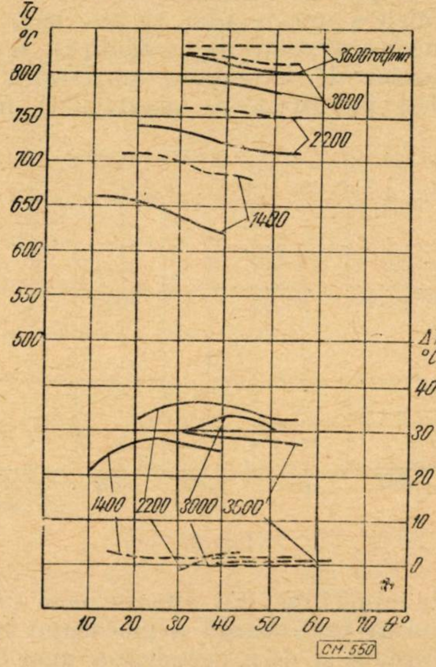


Fig. 4

Pentru a elucida influenţa semnalată asupra încălzirii amestecului şi asupra unor aspecte ale desfăşurării ciclului motorului, s-au măsurat temperaturile amestecului în conducta de admisiune, în timpul ridicării caracteristicilor de reglaj în funcţie de avansul la producerea scînteii electrice. S-a lucrat la 1 400, 2 200, 3 000 şi 3 600 rot/min şi 50, 75 şi 100% sarcină. Din combinaţia acestor turaţii şi sarcini au rezultat 12 regimuri de funcţionare, ce caracterizează suficient de bine şi acoperă aproape integral domeniul de exploatare. Măsurările au fost efectuate atît, în cazul încălzirii conductei cu gaze de evacuare, cît şi în cazul încălzirii cu lichid, pentru regimurile termice optime ale sistemelor de răcire corespunzătoare variantelor respective. S-a urmărit şi temperatura gazelor de evacuare, pentru a se evidenţia dependenţa sa faţă de încălzirea amestecului, la regimurile de funcţionare stabilite.

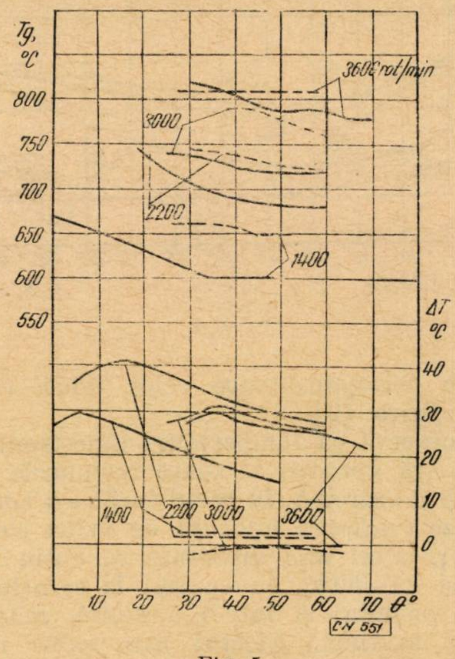


Fig. 5

În figura 3 se prezintă variaţia încălzirii amestecului şi a temperaturii gazelor de evacuare în funcţie de unghiul de avans la producerea scînteii electrice, la 100% sarcină, pentru regimurile termice optime corespunzătoare motorului cu răcire diferenţiată. După cum se vede, cele două variaţii au aluri asemănătoare, în cazul încălzirii conductei de admisiune cu gaze (linie plină); decalajele mici care pot fi sesizate se explică prin inerţia termică a sistemului de încălzire a conductei de admisiune. În cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, temperatura gazelor de evacuare este mai ridicată, datorită creşterii puterii motorului şi a temperaturii chiulasei, la temperatură practic constantă a amestecului.

Rezultate asemănătoare s-au obţinut la sarcinile de 75% (fig. 4) şi 50% (fig. 5). Dependenţa temperaturii amestecului faţă de avansul la producerea scînteii electrice este cu atît mai pronunţată (în cazul încălzirii cu gaze de evacuare) cu cît sarcina este mai mică.

În concluzie, se poate aprecia că variaţia neînsemnată a temperaturii amestecului la ridicarea caracteristicilor de reglaj în funcţie de avansul la producerea scînteii electrice, în cazul încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, permite obţinerea unor performanţe net superioare ale motorului.

În ansamblu, cercetările întreprinse au demonstrat eficienţa încălzirii conductei de admisiune cu lichid din sistemul de răcire, pentru motorul cu carburator cu răcire diferenţiată. Metoda asigură cele mai bune posibilităţi de autoreglare a încălzirii amestecului şi cea mai redusă sensibilitate la variaţiile parametrilor sistemului de aprindere, conferind motorului performanţe superioare şi datorită posibilităţilor de eşalonare a procesului de vaporizare în timpul umplerii [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bobescu, Gh.* Studiul influenţei încălzirii amestecului în conducta de admisiune asupra posibilităţilor de mărire a puterii şi economicităţii motorului SR-211 cu răcire diferenţiată. Teză de doctorat. Institutul politehnic Braşov, 1968.

[2] *Bobescu, Gh.* Cercetări privind încălzirea amestecului în conducta de admisiune a motorului SR-211 cu răcire diferenţiată. În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1968.

[3] *Lenin, I. M.* Rabocie proţesi i carburaţia v avtomobilnîh dvigateliah. Maşghiz, 1947.

[4] *Lichty, C. L.* Motori a combustione interna. Ed. Dell' Ateneo. Roma, 1957.

CZ 621.822.1 :621.891

[illegible] metode de calcul

Fenomenele frecării în lagărele pentru vîrfuri

Conf. dr. ing. Traian DEMIAN – Institutul politehnic – Bucureşti

Studiul lagărelor pentru vîrfuri, al fenomenelor ce au loc în ele, a apărut şi s-a extins din necesitatea de a micşora cît mai mult frecarea, factorul cel mai important al erorii fundamentale din aparatele de măsură şi de calcul, care folosesc aceste lagăre. Sub o anumită limită a valorilor momentului de frecare, lagărele cilindrice de alunecare nu pot fi utilizate pentru măsurare sau transmitere de semnal în aparatele de mecanică fină, nu numai pentru că nu realizează filmul şi presiunea hidrodinamică din lubrifiant (turaţia este foarte mică şi există mişcări de pendulare), dar şi pentru că execuţia lor tehnologică este — la dimensiunile necesare — practic imposibilă. Se înţelege că în lagărul pentru vîrf, unde presiunea pe suprafaţă este foarte mare (raza vîrfului este redusă la dimensiunea unui punct matematic), iar viteza foarte mică, nu se poate forma un film de lubrifiant. Momentul datorit frecării uscate sau semiuscate — deşi se apreciază că este o consecinţă a pivotării, alunecării şi rostogolirii, deci a unei frecări combinate — este foarte mic, iar ansamblul vîrf-piatră poate fi utilizat cu succes pentru sarcini şi turaţii mici.

Pentru sarcini şi turaţii mai mari, în domeniul mecanicii fine, se utilizează rulmenţii miniaturali, momentul de frecare redus rezultînd, în general, din rostogolirea suprafeţelor în contact.

Atît lagărele pentru vîrfuri, cît şi rulmenţii miniaturali, au în mod practic suprafeţe de contact sferice, studiul lor trebuind deci să ţină seamă de această particularitate. Diferenţele de ordin funcţional vor conduce, în mod evident, la consideraţii şi rezultate cu totul deosebite.

În cele ce urmează se va face un scurt studiu al fenomenelor de frecare pentru cele două poziţii curente ale sprijinirilor pe vîrfuri : verticală şi orizontală.

Sprijinirea verticală. Determinarea absolută a valorii momentului de frecare nu este posibilă, dată fiind natura foarte complicată a fenomenelor de frecare ce apar în lagărul vertical pentru vîrfuri. Aici, în afară de frecarea de pivotare corespunzătoare unei forţe acţionînd pe direcţia axială, la apariţia unei forţe laterale (radiale) — practic de neevitat şi în lagărul vertical (în cel orizontal există întotdeauna) — se ivesc următoarele situaţii :

— alunecare, dacă forţa laterală S este constantă ca mărime şi direcţie, dar este mai mare decît forţa de frecare F;

— pivotare cu rostogolire, dacă $S<F$;

— alunecare, dacă S îşi schimbă necontenit direcţia de acţionare.

Antecalculul momentului de frecare în lagărul vertical se bazează pe ipoteza existenţei unei forţe concentrate P, acţionînd după direcţia axei vîrfului (fig. 1), şi corespunde *pivotării pure*. Prin deformarea celor două elemente, suprafaţa de contact va avea forma unui cerc de rază a. Forţa P, conform unor ipoteze elementare din teoria elasticităţii, se poate considera distribuită după o elipsă care are axa mare egală cu diametrul suprafeţei circulare de contact. Dacă la rotaţia vîrfului în jurul axei sale se menţine în suprafaţa de contact o situaţie similară celei de repaus, momentul de frecare M este dat de relaţia :

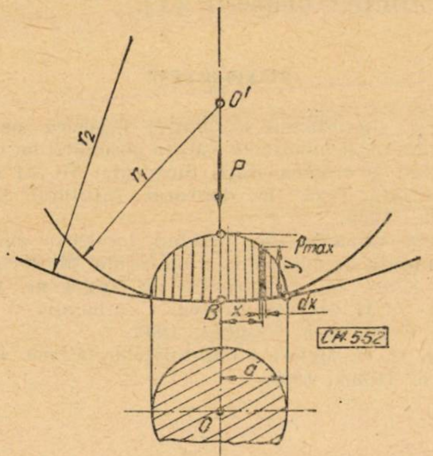


Fig. 1

$$M = \frac{2\pi\, p_{max}}{a}\, \mu \int_0^a x^2 \sqrt{a^2 - x^2}\, dx$$

După efectuarea calculului se obţine :

$$M = \frac{3}{16}\, \pi\mu P \sqrt{\frac{3}{2} \cdot \frac{P}{p_{max}}} = \frac{0{,}407\mu\, P^{1.5}}{\sqrt{p_{max}}}, \qquad (1)$$

unde μ este coeficientul de frecare dintre cele două suprafeţe.

Pentru a obţine momentul de frecare maxim trebuie ca presiunea maximă p_{max} să fie înlocuită cu presiunea minimă p_{min} calculată din ecuaţiile lui Hertz la contactul a două corpuri sferice, pentru o rază maximă a vîrfului şi o rază minimă a calotei lagărului :

$$M_{max} = \frac{0{,}407\mu\, P^{1.5}}{\sqrt{p_{min}}}. \qquad (2)$$

În relaţiile de mai sus sînt introduse însemnate erori faţă de condiţiile reale de exploatare, îndeosebi în ce priveşte exactitatea suprafeţei circulare de contact considerate (ipotezele din ecuaţiile lui Hertz nu sînt satisfăcute) şi constanţa coeficientului de frecare (la presiuni de contact mari distribuite neuniform, coeficientul de frecare diferă de valorile stabilite în condiţii normale de exploatare). Determinarea momentului de frecare într-o situaţie mai apropiată de realitate se poate face dacă se consideră că asupra vîrfului acţionează o forţă laterală S în afara forţei axiale P (fig. 2). Ca un prim caz se va presupune că *forţa laterală nu îşi modifică direcţia*. Aceasta apare în aparate datorită arcurilor spirale plane, cîmpurilor magnetice, montajului defectuos al lagărelor. Considerîndu-se distanţa dintre cele două lagăre ale arborelui vertical foarte mare în raport cu dimensiunile lagărelor şi ale vîrfului se poate aprecia că noua poziţie a axei vîrfului OO' s-a deplasat paralel cu poziţia sa iniţială. Suprafaţa de contact, corespunzător noii poziţii a vîrfului, se află situată la distanţa d de axa acestuia, avînd centrul în punctul B. Ştiind că forţa normală N are punctul de aplicaţie în B şi că ea se poate descompune în componentele S şi S' arătate în figura 2 în planurile corespunzătoare, se determină momentul de frecare M cu relaţia : $M = r_1 F \sin\alpha$, din care rezultă :

$$M = r_1 \sqrt{\frac{S^2 - P^2\mu^2}{1 + \frac{1}{\mu^2}}}. \qquad (3)$$

Domeniul de aplicare a formulei (3) trebuie determinat, întrucît valoarea braţului d al momentului de frecare (din cauza mărimii limitate a suprafeţei de contact) este în realitate mai mare decît $r_1 \sin\alpha$. Mărimea momentului de frecare este însoţită de erori, cu atît mai mari cu cît raportul dintre braţul d şi raza a a suprafeţei de contact este mai mic.

Considerînd că presiunea este uniform distribuită pe suprafaţa de contact şi μ este constant, cînd întreaga sarcină N va fi concentrată în centrul de greutate B al suprafeţei de presiune se obţine :

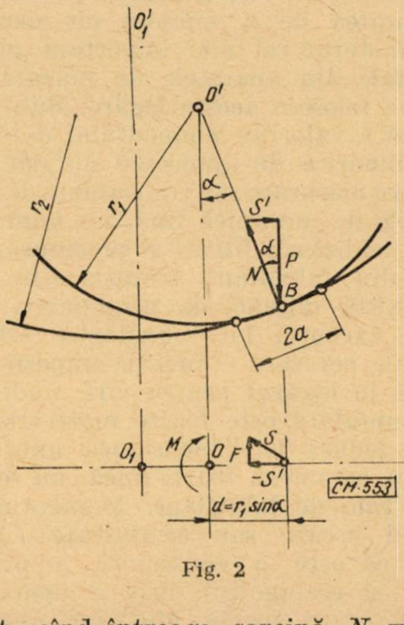


Fig. 2

$$M = \mathrm{d}N\mu. \qquad (4)$$

Pentru o suprafaţă de contact limitată, dependenţa momentului de frecare în raport cu distanţa d se poate calcula dacă se consideră momentele elementare din interiorul suprafeţei faţă de punctul de rotaţie O. Studiul trebuie făcut în domeniul $O \leqslant d \leqslant a$, iar momentul elementar total se obţine ca sumă a

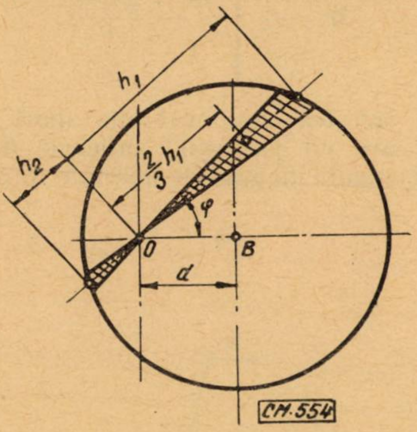


Fig. 3

momentelor elementare parţiale aflate de o parte şi de alta a punctului O.

Momentul de frecare elementar se poate calcula cu relaţia :

$$d\,M = \mathrm{p}\mu\,\frac{h_1^3 - h_2^3}{3}\,\mathrm{d}\varphi. \tag{5}$$

Momentul total se obţine integrînd între O şi $\frac{\pi}{2}$ şi luînd de două ori valoarea acestei integrale. Cu notaţiile din figura 3, rezultă :

$$M = \frac{4}{3\pi}\,aN\mu\int_0^{\frac{\pi}{2}}\sqrt{1-\frac{d^2}{a^2}\sin^2\varphi}\left(4\,\frac{d^2}{a^2}\cos\varphi + \right.$$

$$\left. + 1 - \frac{d^2}{a^2}\right)d\varphi, \tag{6}$$

iar pentru rezolvarea integralei eliptice de primă speţă se vor folosi tabelele de funcţii. Rezultatele calculelor sînt prezentate, după E. Fischer, în diagrama din figura 4 (linia continuă), unde în abscisă sînt înscrise segmente proporţionale cu d/a, iar în ordonată segmente proporţionale cu $k = r_1/r_2$. În prealabil, relaţia (6) a fost pusă sub forma :

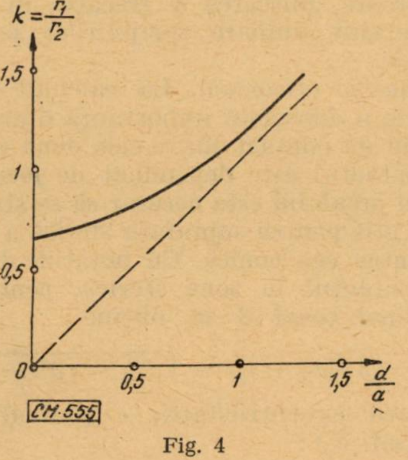


Fig. 4

$$M = kaN\mu. \tag{7}$$

Pentru confruntare, pe acelaşi grafic, prin linia întreruptă s-a reprezentat şi diagrama bazată pe relaţia (4). Se observă că exactitatea rezultatelor date de relaţia (4) scade pe măsură ce raportul d/a se micşorează şi, dimpotrivă, cu creşterea raportului d/a graficul funcţiei (7) se apropie asimptotic de cel al funcţiei (4). De aici rezultă concluzia că ecuaţia (4) nu poate pune în valoare trecerea de la frecarea de pivotare la frecarea de alunecare.

Examinîndu-se acum relaţia (3), se constată că cele arătate anterior rămîn valabile, cu toate că suprafaţa de contact nu este încărcată uniform. Dacă unghiul α se micşorează, deci se micşorează valoarea forţei laterale S, rezultatele date de ecuaţia (3) devin mai puţin precise, întrucît raportul dintre braţul d şi raza cercului de contact va fi mai mic. Frecarea de alunecare apare pentru $S \geqslant \mu\,P$ (vezi numărătorul fracţiei de subradical). Între această frecare şi cea de pivotare ($S = 0$) apare un cîmp în care au loc fenomene bazate pe alte legi decît cele anterioare.

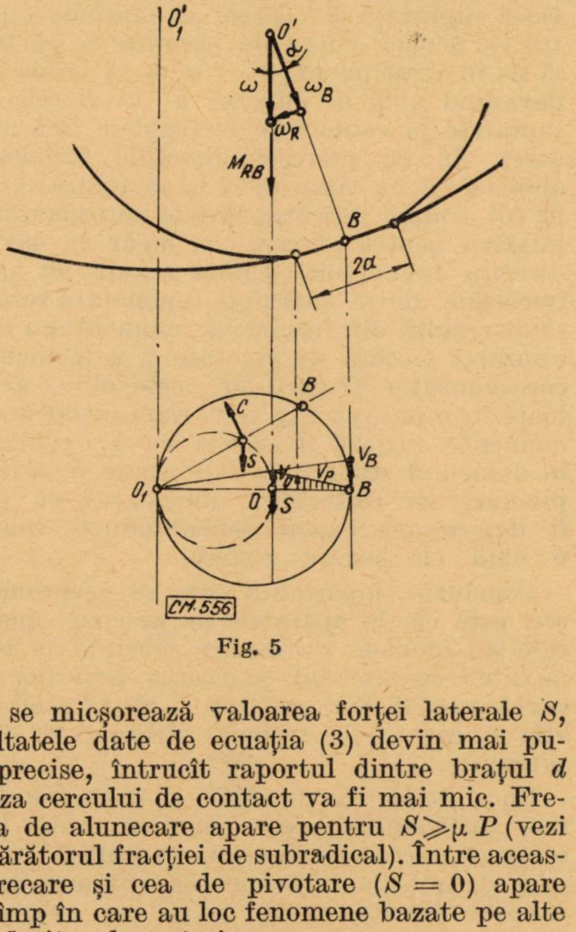


Fig. 5

Cînd $S \leqslant \mu P$, suprafaţa de contact a vîrfului cu calota lagărului se deplasează, momentul frecării de alunecare dispare, făcînd loc *frecării de pivotare cu rostogolire*. Pentru studiul acestei situaţii s-a considerat diagrama de mişcare reprezentată în figura 5.

Atîta vreme cît arborele vîrfului nu este încărcat cu o sarcină laterală, axa de rotaţie a acestuia OO′ trece prin centrul B al suprafeţei de presiune. Viteza punctelor aflate în contact are o variaţie liniară începînd din punctul B unde este nulă (cazul pivotării pure). Sub acţiunea forţei laterale S începe mişcarea pentru „fixarea” vîrfului într-o anumită poziţie, în calota lagărului. Frecarea de pivotare se micşorează la apariţia forţei laterale, deci la apariţia mişcării pentru „fixare”, întrucît progresiv apare şi o frecare de rostogolire. Direcţia C, după care are loc rostogolirea, rezultă din rotaţia axei vîrfului în lagăr, precum şi din geometria suprafeţelor celor două elemente, şi este perpendiculară (fig. 5) pe raza ce pleacă din punctul O. Axa vîrfului OO′ se deplasează pe periferia unui cerc de diametru O_1O, în timp ce centrul B al suprafeţei de contact se deplasează pe periferia unui cerc de diametru O_1B. Vitezele care corespund „fixării” punctului B şi axei OO′ sînt v_B, respectiv v_0, şi sînt proporţionale cu distanţele la punctul O_1. Dacă suprafaţa de contact ar cuprinde şi punctul O, atunci viteza de pivotare v_P ar trebui să fie în acest punct : $v_P = v_0$ şi să scadă liniar devenind nulă în punctul B (în B cele două suprafeţe în contact se rostogolesc fără alunecare). În ce priveşte direcţiile forţelor, se observă că, în timp ce S îşi păstrează direcţia în tot timpul mişcării, forţele corespunzătoare mişcării pentru „fixare” în lagăr îşi modifică direcţia necontenit. Ţinînd seamă de natura frecărilor dintre suprafeţe, momentul rezistent total rezultă din însumarea momentului corespunzător frecării de pivotare şi a momentului corespunzător frecării de rostogolire, ambele luate în raport cu axa OO’. Cum ultimele două momente variază în raport cu α, rezultă că, în domeniul studiat, în care apare frecarea de pivotare cu rostogolire, momentul nu poate fi determinat exact, schimbîndu-şi valoarea o dată cu poziţia vîrfului.

Concluzia importantă care se desprinde de aici este că, la aparatele de precizie, unde se cere un moment de frecare constant în lagăr, nu este recomandabilă utilizarea vîrfurilor pentru domeniul $S < \mu P$, sau — atunci cînd situaţia o cere — ele trebuie utilizate cu multă precauţie.

Un al doilea caz de studiu al frecării în lagărele verticale se poate considera cînd *S îşi schimbă necontenit direcţia*, executînd o mişcare de rotaţie împreună cu sistemul mobil. Această situaţie apare la sisteme magnetice circulare, la stările de dezechilibru mai mari. Forţa laterală S' împinge vîrful în afară (fig. 6), iar axa acestuia se deplasează, rotindu-se în jurul axei sistemului O_1O_1'. În timpul mişcării, suprafaţa de contact de pe vîrf rămîne aceeaşi, în timp ce cea de pe calotă se schimbă, deplasîndu-se cu viteza corespunzătoare mişcării de rotaţie. În aceste condiţii, momentul datorit frecării de alunecare se determină similar cu ceea ce s-a arătat în cazul forţei laterale de direcţie constantă (fig. 2), cu deosebire că r_1 se va înlocui cu r_2, întrucît suprafaţa de contact pe calotă se modifică. Ecuaţia (3) devine, aşa-dar :

$$M = r_2 \sqrt{\frac{S^2 - \mu^2 P^2}{1 - \dfrac{1}{\mu^2}}}. \tag{8}$$

Toate acestea sînt valabile dacă lagărul superior are un joc axial suficient de mare, care să-i asigure un grad de libertate după această direcţie, precum şi dacă forţa laterală este mică în raport cu încărcarea. Dacă forţa laterală devine preponderentă, sau este chiar forţa de încărcare, mişcarea şi frecarea în vîrfurile verticale sînt similare sprijinirilor pe vîrfuri orizontale.

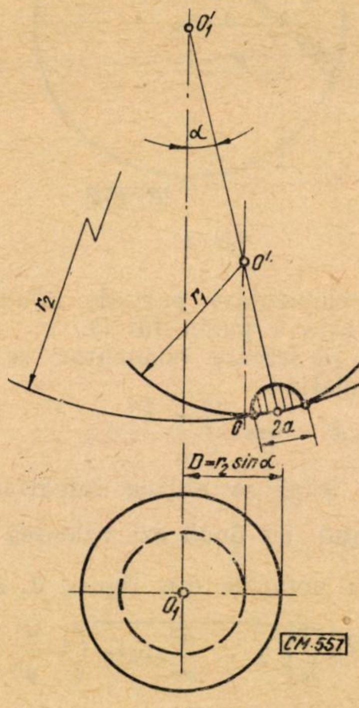


Fig. 6

Sprijinirea orizontală. La calculul lagărelor orizontale o deosebită importanţă o are poziţia punctului de contact dintre cele două elemente. Cum contactul este dependent de *jocurile din lagăr*, în prealabil este necesar să se stabilească acestea, atît pentru suprafaţa sferică a vîrfului, cît şi pentru cea conică. Cu notaţiile din figura 7, la contactul în zona sferică, pentru jocul longitudinal total S_l se obţine :

$$S_l = 2\left[(r_2 - r_1) - \sqrt{(r_2 - r_1)^2 - e}\right], \tag{9}$$

iar pentru excentricitatea e (dublul jocului transversal S_q) :

$$e = \sqrt{\frac{S_l}{2}\left[2\,(r_2 - r_1) - \frac{S_l}{2}\right]}. \tag{10}$$

Cînd unghiul vîrfului este de 90°, unghiul α în zona conică a vîrfului este de 45° şi jocul transversal S_{tk} va fi :

$$S_{tk} = 2\ [S_l + 0{,}414\ (r_2 - r_1)]. \qquad (11)$$

Studiul variaţiei raportului dintre jocul transversal şi cel longitudinal arată o creştere rapidă a acestuia cu unghiul α. Din relaţiile care dau valorile N şi S(fig. 7) :

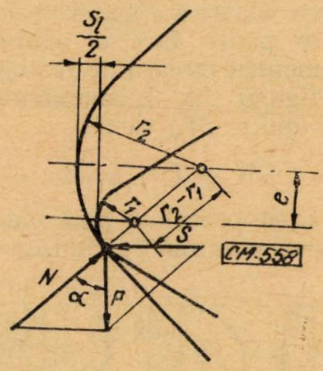


Fig. 7

$$N = P/\cos\ \alpha,\ S = P\ \mathrm{tg}\ \alpha,$$

rezultă mărirea acestora cu creşterea lui α, deci cu micşorarea jocului longitudinal.

În sprijinirea orizontală, o deosebită importanţă mai prezintă dependenţa jocului longitudinal de greutatea admisibilă a sistemului şi presiunea de contact admisă. Considerîndu-se unul dintre cele două lagăre ale sprijinirii orizontale, din cauza încărcării cu forţa $P/2$, apare o aplatisare a vîrfului (o pătrundere a lui în lagăr) de grosime z. Pentru a determina poziţia punctului B(fig. 8) va trebui considerată, nu raza r_1 a vîrfului, ci raza r_1' rezultată în urma aplatisării. Din geometria figurii şi ţinînd seamă de relaţiile lui Hertz, introducînd pe $r_1' = r_1 - z/2$, jocul longitudinal S_l va fi dat de relaţia :

$$S_l = 2 \left[(r_2 - r_1) - \left(r_2 - r_1 + \frac{z}{2} \right) \sqrt{1 - \frac{P^2}{4N^2}} \right], \qquad (12)$$

iar presiunea de contact maximă p_{max} este :

$$p_{max} = \frac{6N \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2}{\pi^3 \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}, \qquad (13)$$

unde ν_1 şi ν_2 sînt coeficienţii lui Poisson pentru materialele vîrfului, respectiv ale lagărului.

Ecuaţia nu este valabilă decît pînă la S_{15}. De aici, contactul se face pe porţiunea conică a lagărului. Cele două raze ale porţiunii conice vor fi : r_2', perpendiculară pe planul suprafeţei desenate, şi $r_2 = \infty$, în interiorul planului acestei suprafeţe. Creşterea bruscă, la ∞, a uneia dintre raze atrage o creştere prin salt a presiunii de contact, ceea ce va trebui să aibă drept consecinţă o reducere a încărcării sistemului. De aceea, pentru a preîntîmpina o suprasolicitare a lagărului, este necesar să se evite contactul pe suprafaţa conică. Admiţînd că cele două elemente se află în contact numai în zona sferică a vîrfului, se vor identifica tipurile de frecări, se va face studiul momentului de frecare pentru diferitele situaţii ce pot apărea.

La sprijinirea orizontală se va putea vorbi, într-o şi mai mică măsură decît la cea verticală, de o frecare de pivotare pură, deoarece greutatea sistemului acţionează permanent ca o forţă laterală. Dar spre deosebire de aşezarea verticală, aici se poate determina, cunoscîndu-se jocul lagărului, mai exact linia de rostogolire şi o dată cu ea şi momentul corespunzător. Antecalculul momentului de frecare în lagărul orizontal corespunde *alunecării pure* care rezultă dintr-o similitudine imaginată cu lagărele cilindrice. Pentru determinarea momentului de frecare de alunecare în *lagărul încărcat simetric,* iniţial nu se va ţine seamă de solicitarea prin şoc. Se vor considera materiale dure pentru cele două suprafeţe care vor fi şlefuite. Dimensiunile lagărului sînt micşorate cît mai mult posibil. Dacă razele celor două vîrfuri sînt egale momentul de frecare total M va fi $M = 2\ M_1$, unde M_1 este momentul ce revine unui singur lagăr.

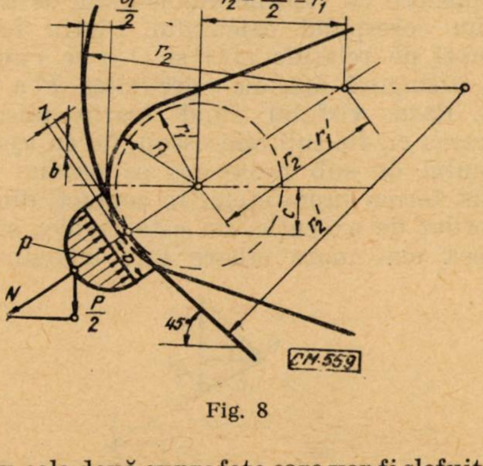


Fig. 8

Din analogia cu fusurile cilindrice radiale, vectorul momentului va fi dirijat de-a lungul axei vîrfului (fig. 9), iar mărimea lui este $M_1 = M_2 \cos\ \alpha$, unde M_2, care are o direcţie paralelă cu tangenta în punctul de contact al celor două suprafeţe este dat de relaţia :

$$M_2 = N \mu r_1 = \frac{\mu r_1 P}{2 \cos\ \alpha}.$$

După efectuarea înlocuirilor rezultă :

$$M = \mu r_1 P. \qquad (14)$$

Momentele M_3 şi M'_3 şi forţele laterale S şi S', fiind aproximativ egale două cîte două şi orientate în sens invers, se consideră că se anulează reciproc.

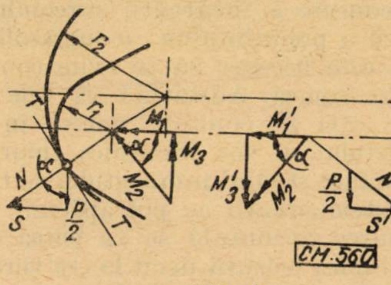


Fig. 9

În *lagărele încărcate nesimetric*, presupunînd că ambele vîrfuri cu aceleaşi raze, pe baza schemei de încărcare din figura 10, momentul de frecare total M va fi :

$$M = M_1 + M_1' = (P + P_1')\mu r_1. \qquad (15)$$

În această ecuaţie, sarcina totală este $P = P_1 + P_1'$ (M_3 şi M_3', precum şi S şi S' se anulează reciproc).

Cu toate că ecuaţiile (9) şi (10) se folosesc pe scară largă la antecalculul momentelor de frecare din sprijinirea orizontală, s-a constatat experimental că valorile momentului de frecare real nu corespund calculului. Dintre factorii conţinuţi de relaţiile (14) şi (15) se cunoaşte exact o singură mărime : greutatea P a sistemului. Raza vîrfului fiind foarte mică, la măsurarea ei, fie sub microscop, fie cu ajutorul şablonului de sub proiector, se produc erori. În plus, forma suprafeţelor în contact, din cauza erorilor de execuţie, nu este perfect sferică. Dar cea mai mare eroare este introdusă de coeficientul de frecare care, pe baza unor aprecieri incerte pentru aparatele din mecanica fină, se ia de 3—4 ori mai mare decît cel din construcţia de maşini.

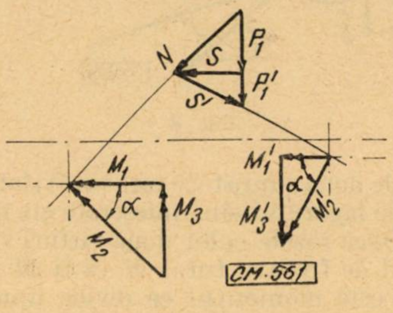


Fig. 10

Într-o situaţie mai apropiată de realitate se va considera vîrful ca o *bilă care se rostogoleşte* în interiorul unei suprafeţe sferice (calota lagărului). Principalele faze ale desfăşurării mişcării, similare unei cuple de rotaţie, sînt arătate în figura 11. S-a presupus că greutatea P a sistemului este, ca direcţie şi mărime, constantă. La începutul mişcării (fig. 11, *a*), momentului activ M i se opune momentul frecării de rostogolire M_f care are valoarea $M_f = fP$, unde f este coeficientul frecării de rostogolire. În calcule, acest moment se poate neglija, deoarece, în general, el este mult mai mic decît cel al frecării de alunecare ; în particular, la vîrfuri, vitezele de rostogolire sînt mici, deci revenirea elastică a materialului suprafeţei deformate se poate face în timp, micşorînd astfel şi momentul frecării de rostogolire.

Potrivit figurii 11, *b*, momentul activ M (căruia i se opune M_f) va fi :

$$M = P\, r_1 \sin\beta.$$

Vîrful se urcă pe calotă pînă cînd unghiul β atinge valoarea maximă β_0, cînd începe frecarea de alunecare (fig. 11, *c*). Momentul M va avea, în această poziţie, valoarea maximă dată de relaţia $M = P r_1 \sin \beta_0$.

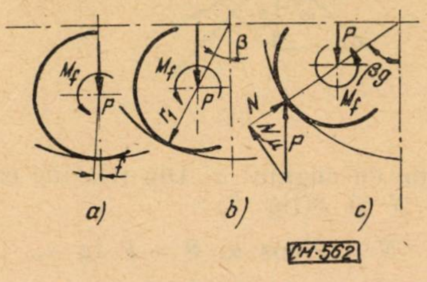


Fig. 11

Ştiind că $\mu = \operatorname{tg} \beta$, înlocuind şi făcînd transformarea corespunzătoare, se obţine

$$M = \frac{P\, r_1 \mu}{\sqrt{\mu^2 + 1}}. \qquad (16)$$

Dacă se ia în considerare şi forţa axială S, presupunînd că întreaga sarcină P lucrează asupra unui singur vîrf, pentru o poziţie oarecare de funcţionare (fig. 12), forţa de frecare nu este $N\mu$, ci $N'\mu$, iar momentul maxim M va corespunde unghiului β_0' şi va avea, după efectuarea calculelor, valoarea :

$$M = \frac{P r_1 \mu}{\sqrt{\dfrac{\mu^2}{\cos^2 \alpha} + 1}}. \qquad (17)$$

Creşterea momentului de frecare de la valoarea corespunzătoare rostogolirii la valoarea corespunzătoare alunecării prezintă o mare importanţă practică pentru determinarea erorii de indicaţie a arătătorului la aparatele de măsură, eroare cauzată de deplasarea vîrfului. Din figura 13 se observă că, dacă arborele cu indicatorul se roteşte din poziţia iniţială φ_0 cu un unghi φ, extremitatea lui se va deplasa din C în E. La readucerea vîrfului în poziţia cea mai de jos, păstrînd unghiul φ, extremitatea arătătorului se va deplasa din E în Q.

Unghiul la centru descris astfel reprezintă eroarea η ce se poate determina din ecuaţia:

$$\eta^3 + 4\,\frac{r_2' - r_1'}{I}\sin(\varphi + \varphi_0)\,\eta^2 + $$

$$+ 4\left[\frac{(r_2' - r_1')^2}{I^2}\sin^2(\varphi + \varphi_0) - 2\right]\eta +$$

$$+ 8\,\frac{r_2' - r_1'}{I}\left[\sin\left(\frac{\varphi}{1 - \frac{r_2}{r_1}} + \varphi_0\right) - \right.$$

$$\left. - \sin(\varphi - \varphi_0)\right] = 0, \qquad (18)$$

unde prin I s-a notat lungimea acului indicator. Eroarea geometrică de indicaţie A_g (linia corespunzătoare parcursă pe cadran) va fi $A_g = I\,\eta\,\pi/180$.

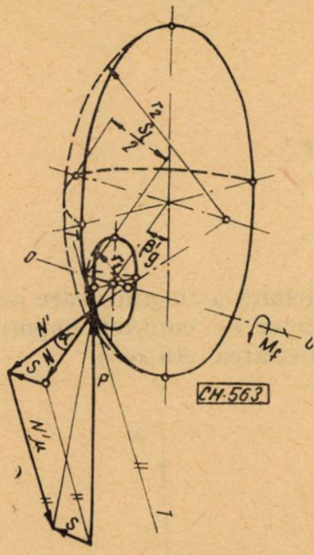


Fig. 12

Din cele de mai sus rezultă că frecarea de rostogolire şi eroarea de indicaţie se micşorează cu scăderea raportului dintre razele calotei şi a vîrfului, reducerea încărcării lagărului şi pentru un joc longitudinal sau foarte mic sau foarte mare. Aplicarea fiecărei măsuri de mai sus trebuie făcută cîntărind cu discernămînt dacă nu se înrăutăţeşte valoarea altor parametri care prezintă interes în exploatarea lagărului.

Pentru studiul complet al frecării în sprijinirea orizontală mai trebuie considerată şi influenţa *frecării de pivotare*. Întrucît interesează mişcarea relativă dintre vîrf şi calotă, se va imagina vîrful în repaus şi calota în mişcare de rotaţie în jurul axei OO (fig. 14). Cînd jocul longitudinal este foarte mic, suprafaţa circulară de contact se poate considera perpendiculară pe axa OO, iar geometria ansamblului privită în direcţia axei OO apare ca în fig. 14,*b*. Considerînd forţa normală N, iniţial distribuită uniform pe suprafaţa circulară de contact şi μ constant, momentul de frecare M va fi:

$$M = \mu\,\frac{2\,N}{\pi\,a^2}\int_{c+a}^{c-a} r_1^2 \arccos\left(\frac{r_1^2 + c^2 - a^2}{2\,c\cdot r_1}\right)dr_1 \qquad (19)$$

Teoretic, o frecare de pivotare pură ar apărea atunci cînd distanţa c dintre centrul de rotaţie O şi centrul suprafeţei de presiune este nulă (fig. 14, b). Pentru $c = a$, momentul total M este:

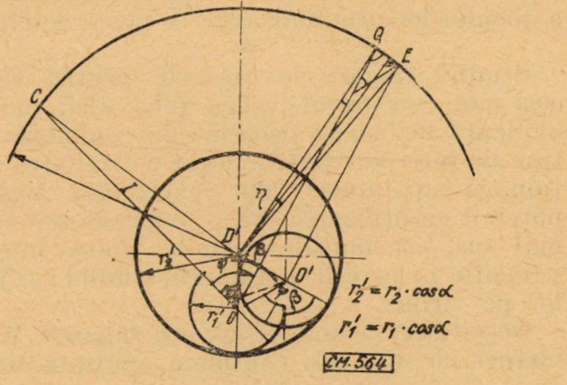


Fig. 13

$$M = \frac{32}{9\,\pi}\,Pa. \qquad (20)$$

La evaluarea momentului de frecare total se va considera şi pivotarea, întrucît momentul dat de ea creşte cu scăderea jocului transversal şi implicit a celui longitudinal.

O delimitare riguroasă între feluritele fenomene de frecare, care apar în lagărele orizontale, evident că nu se poate face. Cercetările mai recente fac o similitudine între mişcarea vîrfului în lagăr şi mişcarea unor roţi de raze diferite, rigid legate între ele, pe o suprafaţă în trepte. În lagăr apare astfel o rostogolire cu alunecare, iar momentul de frecare va fi dat de relaţia:

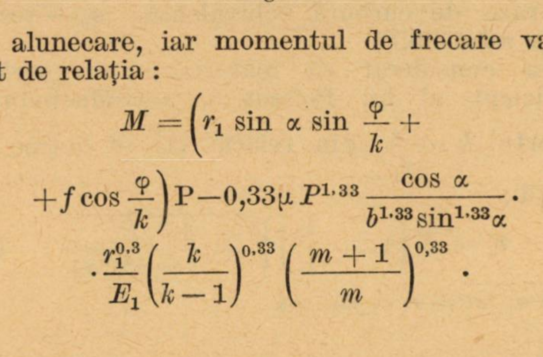


Fig. 14

$$M = \left(r_1 \sin\alpha \sin\frac{\varphi}{k} + \right.$$

$$\left. + f\cos\frac{\varphi}{k}\right)P - 0{,}33\mu\,P^{1,33}\,\frac{\cos\alpha}{b^{1,33}\sin^{1,33}\alpha}\cdot$$

$$\cdot\frac{r_1^{0,3}}{E_1}\left(\frac{k}{k-1}\right)^{0,33}\left(\frac{m+1}{m}\right)^{0,33}\cdot$$

unde : $k = \frac{r_1}{r_2}$; φ — unghiul de rotație al arborelui ; $m = \frac{E_1}{E_2}$; $b = 1 + \mu \operatorname{cotg} \alpha$.

Se observă că momentul de frecare minim nu se obține pentru un joc longitudinal minim ($\sin \alpha = 0$), ci pentru o valoare intermediară a jocului longitudinal, care se poate determina.

★

Studiul frecării în lagărele pentru vîrfuri, așa cum s-a putut vedea pînă aici, pune în evidență fenomene deosebit de complexe. Alături de interesul practic legat de calitatea funcționării aparatelor, de construcția lagărelor potrivit cu utilizarea lor, problemele prezentate mai sus, cu soluțiile posibile, arată interesul științific pe care îl oferă, încă, studiul sprijinirilor pe vîrfuri.

Descifrarea fenomenelor din lagărele pentru vîrfuri nu se poate considera epuizată. Aspecte noi, interesante sînt de semnalat, așa cum se vede în articolul următor, în ce privește rezistența din condițiile statice și dinamice ale ansamblului vîrf-lagăr și din studiul uzurii între suprafețele de contact dintre cele două elemente.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bubert, J.* Unsicherheit bei horizontalen Spitzenlagerungen in Theorie und Praxis. În : Feinwerktechnik, 1960.

[2] *Demian, T.* Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. București, Ed. didactică și pedagogică, 1965.

[3] *Fischer, E.* Untersuchungen an Spitzlagern mit horizontaler Achsanordnung. În : Feingerätetechnik, nr. 4, 1955.

[4] *Grünberg, E.* Les organes de pivotage des compteurs d'éléctricité. În : Rev. gén. de l'électr. nr. 28, 1930.

[5] *Pflier, P. M.* Lagerungen des beweglichen Organs von Messgeräten. În : V. D. I. — Zeitschrift, nr. 84, 1940.

[6] *Razumovski, H. H.* Trenie v kernah pri horizontalnom polojenii osi. În : Izmeritelnaia tehnika, nr. 6, 1956.

CZ 621.822.5.001.24 : 539.4

ellenállás kopás

Asupra calculului la rezistență și uzură a lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafețe sferice

gömb

Conf. dr. ing. Traian DEMIAN, — Institutul politehnic — București

Distrugerea lagărelor miniaturale cu suprafețe sferice se produce în urma microfisurilor ce apar în zonele de contact, ca o consecință a supraîncărcării materialelor. Pentru a apropia cît mai mult *calculul la rezistență* de condițiile normale de exploatare, este necesar să fie corespunzător stabilite jocurile * și să fie cunoscute tensiunile maxime σ_{max} ale materialelor celor două elemente în contact. Este desigur necesar ca în calcule să se considere, succesiv sau concomitent, condițiile statice și cele dinamice ale sprijinirilor pe suprafețe sferice.

Rezistența din condiții statice, pentru un lagăr *vertical* asupra căruia acționează sarcina axială P (fig. 1), se stabilește cu relația care dă tensiunea maximă pe suprafața de contact și care, după Hertz, este :

$$\sigma^3_{max} = \frac{1{,}5\, P\, E^2}{\pi^3\, r^2\, (1 - \nu^2)^2} \leqslant \sigma_a ; \qquad (1)$$

unde E este modulul de elasticitate echivalent ; r — raza de curbură echivalentă ; σ_a — rezistența admisibilă.

S-a considerat că materialele au același coeficient al lui Poisson ν. Introducîndu-se raportul $k = \frac{r_2}{r_1}$, din relația (1) se obține la limită :

$$r_1 = E \left(1 - \frac{1}{k}\right) \sqrt{\frac{1{,}5\, P}{\pi^3 (1 - \nu^2)^2 \sigma_a^3}}, \qquad (2)$$

o rază de curbură a fusului, care asigură rezistența suprafeței de contact împotriva distrugerii (la solicitarea statică).

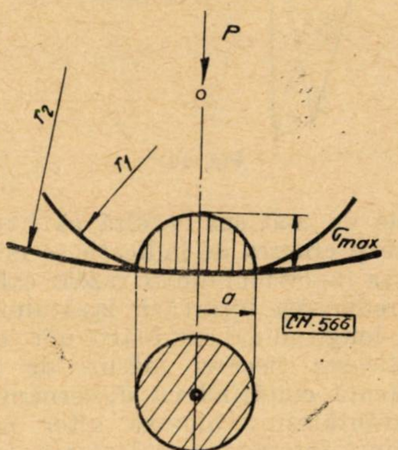


Fig. 1

Rezistența din condiții statice pentru un lagăr *orizontal* asupra căruia lucrează o sarcină P, perpendiculară pe axa vîrfurilor, se determină introducînd în relația tensiunii maxime forța normală pe suprafața de contact N la încărcarea simetrică (fig. 2), sau cea mai mare forță dintre N_1 și N_2, la încărcarea nesimetrică (fig. 3).

---

* Vezi articolul de mai sus.

Relația pentru tensiunea maximă va avea forma :

$$\sigma^3_{max} = \frac{1{,}5\ N E^2}{\pi^3 (1-\nu^2)^2 r^2}, \qquad (3)$$

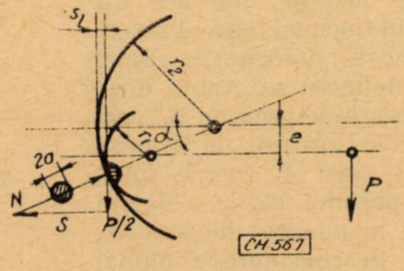


Fig. 2

unde N se determină (fig. 2), cunoscîndu-se valoarea încărcării totale a arborelui și jocul longitudinal, cu relația :

$$N = \frac{P}{2\sin\alpha} = \frac{P(r_2 - r_1)}{2e}, \qquad (4)$$

deoarece $\sin\alpha = e/(r_2 - r_1)$

și $e = \sqrt{s_l(2r_2 - 2r_1 - s_l)}$.

În ambele cazuri, calculul trebuie precedat de determinarea razelor de curbură minime și maxime ale vîrfului și calotei (după stabilirea ajustajului fus-cuzinet și a toleranțelor acestora), în funcție de care se calculează tensiunile maxime și minime. Se poate realiza astfel nu numai o asigurare împotriva distrugerii suprafeței de contact, dar și evaluarea momentului de frecare maxim din lagăr, în condiții statice.

Formulele pentru calculul lui σ_{max} se modifică, dacă se iau în considerare *condițiile dinamice* de lucru ale sistemului fus-lagăr. La ciocnirea a două corpuri într-un punct, de regulă, se presupune că energia cinetică de șoc se transformă integral în energie de deformație, neglijîndu-se energia cauzată de oscilațiile elastice. În punctul de contact, în timpul șocului, starea elastică a materialului va fi apropiată de situația produsă la apăsarea lentă a fusului asupra lagărului. Se poate considera că ciocnirea dintre suprafețele celor două elemente prezintă următoarea succesiune de fenomene :

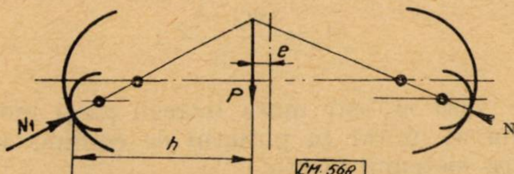


Fig. 3

— apăsarea fusului asupra lagărului pînă la transformarea energiei cinetice de șoc în deformație elastică ; la sfîrșitul acestei etape viteza fusului în raport cu cuzinetul este nulă, apropierea celor două suprafețe și energia potențială sînt maxime ;

— revenirea suprafeței sferice la forma inițială ; energia potențială se transformă, din nou, în energie cinetică.

Rezistența trebuie determinată la mijlocul primei etape, cînd apar eforturile maxime de șoc.

Analizîndu-se o sprijinire orizontală, ca un caz mai general, se poate afirma că energia de șoc este consumată pentru deformarea elastică a materialului și pentru învingerea lucrului mecanic al forțelor de frecare. Ecuația bilanțului energetic (fig. 4) va fi :

$$\mathrm{d}A = dQ + dF, \qquad (5)$$

unde $dQ = N \cdot dz$ este lucrul mecanic elementar de deformație (N fiind reacțiunea, iar dz apropierea elementară dintre cele două suprafețe) ; $dF = \mu N ds'$ este lucrul mecanic elementar necesar pentru învingerea forțelor de frecare (ds' fiind drumul elementar parcurs de vîrf pe suprafața cuzinetului).

Din schița poziției relative dintre vîrf și lagăr (fig. 4) se observă că O_1 și O_2 sînt pozițiile centrului de curbură a fusului la începutul șocului, respectiv la sfîrșitul primei etape a ciocnirii ; s este drumul parcurs de partea mobilă (se consideră sistemul rigid și drumul vertical) ; z este pătrunderea vîrfului în lagăr ; modificarea valorii unghiului δ, fiind foarte mică, nu se ia în considerare.

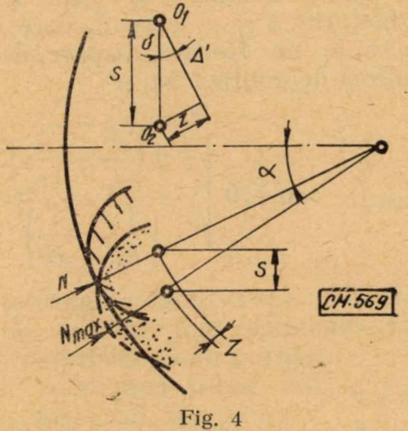


Fig. 4

Exprimînd pe ds în funcție de dz și înlocuind în (5) se obține :

$$\mathrm{d}A = N \cdot \mathrm{d}z + \mu N \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{cotg}\,\delta,$$

de unde :

$$A = \int_0^{N_{max}} N \cdot dz + \qquad (6)$$

$$+ \int_0^{N_{max}} \mu N \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{cotg}\delta = (1 + \mu \cdot \mathrm{cotg}\delta) \int_0^{N_{max}} N \cdot \mathrm{d}z.$$

După înlocuirea lui dz, pe baza teoriei lui Hertz şi efectuarea integrării rezultă :

$$A = 0{,}31\,(1 + \mu.\ \mathrm{cotg}\ \delta)\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)^{1/3} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^{2/3} N_{max}^{5/3}. \qquad (7)$$

Forţa maximă de apăsare va fi :

$$N_{max} = \frac{A^{3/5}}{0{,}31^{3/5}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{1/5}\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^{2/5}(1+\mu\cdot\mathrm{cotg}\ \delta)^{3/5}} \qquad (8)$$

şi — utilizînd din nou ecuaţia lui Hertz (pentru sprijinirea orizontală) — se poate determina tensiunea maximă de contact din condiţii dinamice ;

$$\sigma_{max\ din.} = 0{,}779 \sqrt[5]{\frac{A\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)^3}{(1+\mu.\ \mathrm{cotg}\ \delta)\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^4}} \qquad (9)$$

Pentru vîrful vertical, la care şocul este centric, factorul $1 + \mu.$ cotg δ, care însoţeşte lucrul mecanic de frecare, dispare, deci tensiunea maximă de contact va fi :

$$\sigma_{max\cdot\ din} = 0{,}779 \sqrt[5]{\frac{A\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)^3}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E^2}\right)^4}}. \qquad (10)$$

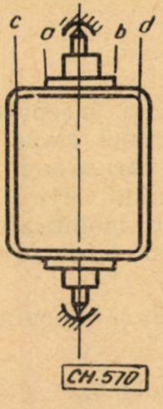


Fig. 5

În verificarea la rezistenţă a lagărului pe baza condiţiilor dinamice mai trebuie să se ţină seamă de elasticitatea *sistemului mobil*, care apare îndeosebi cînd el este înzestrat cu ramă, aşa cum se poate vedea, de exemplu, în figura 5, pentru un aparat electric de măsură.

Pentru a evalua influenţa elasticităţii sistemului mobil asupra eforturilor la ciocnire este necesar să se determine un modul de elasticitate echivalent al materialului ramei. Experienţa a arătat că această mărime, chiar la rama de acelaşi tip, variază între limite foarte largi, deci nu există posibilitate a adoptării unor valori orientative medii. Din această cauză, studiul ciocnirii fusului cu lagărul se face utilizîndu-se o metodă de calcul aproximativă. Sistemul cu ramă dispus vertical va fi înlocuit cu schema echivalentă reprezentată în figura 6, unde m_1 şi m_2 sînt masele legate rigid cu vîrfurile, iar ρ_1 şi ρ_2 rigiditatea lagărului, respectiv rigiditatea ramei. În cazul sistemului cu arbore rigid, adică dacă $\rho_2 \cong \rho_1$ fiecare din masele m_1 şi m_2 cheltuieşte pentru sine rezerva de energie cinetică. În momentul ciocnirii (care durează foarte puţin), deformaţia ramei cauzată de masa m_2 apare doar pe o distanţă neînsemnată, deci forţele ce se transmit de la masa m_2 la m_1 vor fi foarte mici. Aceasta permite ca, la calculul efortului în punctul de contact, să se ia în considerare numai greutatea masei inferioare m_1. La aparatele cu sistem tip ramă, adică dacă $\rho_2 \ll \rho_1$, efortul în lagăr se determină făcînd uz de greutatea întregului sistem mobil. Energia de şoc va fi :

$$A_1 = \frac{m_1 \cdot v_{max}^2}{2},$$

unde v_{max} este viteza părţii mobile în momentul ciocnirii, iar m_1 masa legată rigid cu fusul (masa fusului şi a braţului legat de acesta).

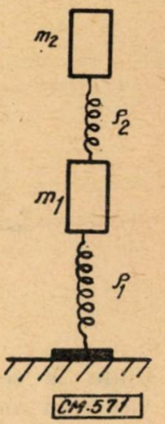


Fig. 6

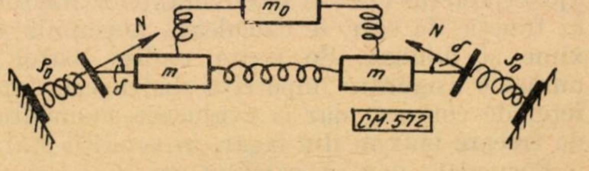


Fig. 7

Dacă sistemul ar fi fost perfect rigid, energia de şoc ar fi avut o formă similară :

$$A_0 = \frac{m_0 \cdot v_{max}^2}{2};$$

unde însă m_0 este masa întregii părţi mobile.

Efortul unitar în punctul de contact va fi pentru sistemul elastic :

$$\sigma_{max_1} = 0{,}779 \sqrt[5]{\frac{A_1\,(1/r_1 - 1/r_2)^3}{(1/E_1 + 1/E_2)^4}},$$

iar pentru sistemul rigid :

$$\sigma_{max_2} = 0{,}779 \sqrt[5]{\frac{A_0\,(1/r_1 - 1/r_2)^3}{(1/E_1 + 1/E_2)^4}}.$$

Prezenţa elasticităţii ramei va micşora efortul în punctul de contact cu raportul :

$$\frac{\sigma_{max_1}}{\sigma_{max_0}} = \sqrt[5]{\frac{A_1}{A_0}} = \sqrt[5]{\frac{m_1}{m_0}}. \qquad (11)$$

Tensiunile provocate de elasticitatea ramei, la ciocnirea fusului cu cuzinetul, au o influenţă mult mai mare în lagărul orizontal. Urmărindu-se schema echivalentă din figura 7, raportul care micşorează tensiunea în punctul de contact, ca urmare a elasticităţii ramei, este :

$$\frac{\sqrt[5]{m^2_{elastic}}}{\sqrt[5]{m^2_{rigid}}}=\frac{\sqrt{1+\frac{v^2_{max}\cdot\sin^4\delta\cdot\rho_0}{g^2\ m_{rigid}}}+1}{\sqrt{1+\frac{v^2_{max}\cdot\sin^2\delta\cdot\rho_0}{g^2\cdot m_{rigid}}}+1},\qquad(12)$$

unde :

$m_{elastic}$ este masa echivalentă care la ciocnire produce o deformaţie a fusului (lagărului) egală cu cea a ramei elastice ;
m_{rigid} — masa legată rigid cu fusul ;
v_{max} — viteza maximă la ciocnire ;
δ — unghiul dintre forţa normală şi axa sistemului ;
ρ_0 — rigiditatea lagărului ;
g — acceleraţia gravitaţională.

Ca masă legată rigid cu fusul se consideră masa acestuia şi a braţului *cd* (fig. 5) sau masa subansamblului acului indicator, dacă acesta se leagă de arborele în care este fixat fusul.

Pentru calculele practice, relaţia (12) poate fi simplificată, deoarece termenul

$$\frac{v^2_{max}\cdot\sin^3\delta\cdot\rho_0}{g^2\cdot m_{rigid}}\gg 1,$$

(cifra 1 nu se va lua în considerare) şi în consecinţă :

$$m_{elastic}=\sin^{5/2}\delta\cdot m_{rigid}\qquad(13)$$

sau utilizînd relaţia (9) se obţine :

$$\sigma_{max\cdot elastic}=\sin^{1/2}\delta\cdot\sigma_{max\cdot rigid},\qquad(14)$$

unde :

$\sigma_{max\cdot elastic}$ este tensiunea ce apare în centrul suprafeţei de ciocnire pentru o masă legată rigid cu fusul şi egală cu masa elastică ;
$\sigma_{max\cdot rigid}$ — tensiunea ce apare în centrul suprafeţei de ciocnire pentru o masă legată rigid cu fusul şi egală cu masa rigidă.

Concluziile ipotezelor privind solicitarea şi calculul dinamic se pot rezuma în următoarele două cazuri mai importante ce apar la lagărele pentru vîrfuri :

— funcţionarea prin şoc, în înţelesul că între două ciocniri succesive va avea loc amortizarea totală a vibraţiilor fusului, deci lagărul va fi supus la o succesiune de lovituri ;

— funcţionarea în condiţii de vibraţii, cînd nu se realizează o amortizare între două ciocniri consecutive.

Dacă se ţine seamă şi de felul încărcării din sistemul mobil (rama verticală sau orizontală), de elasticitatea acestui sistem (cu vîrf rigid sau cu ramă) şi de poziţia vîrfului (verticală sau orizontală), se remarcă diferite situaţii din care se vor reţine următoarele :

a) Pentru un fus rigid *vertical* al unui aparat ce lucrează în condiţii de *şoc*, dimensionarea lagărului se face calculîndu-se forţa de apăsare P_t. Se cunoaşte greutatea sistemului P de masă m şi acceleraţia maximă a loviturilor n ale acestuia în prima etapă a ciocnirii, $G=n\cdot g$.

Forţa de apăsare a fusului în lagăr va fi $P_t=m(G+g)=P(n+1)$, iar raza vîrfului r_1 :

$$r_1=\frac{0{,}485\left(1-\frac{1}{k}\right)}{\sigma_a\left(\frac{1}{E_1}+\frac{1}{E_2}\right)}\sqrt{\frac{P_t}{\sigma_a}},\qquad(15)$$

unde σ_a este tensiunea de contact admisă, iar $k=\frac{r_2}{r_1}$. Cunoscînd pe r_1 se determină r_2.

b) Pentru acelaşi fus rigid *vertical*, al unui aparat ce lucrează în condiţii de *vibraţii*, dimensionarea se face determinîndu-se la început viteza maximă de ciocnire cu relaţia :

$$v_{max}=\frac{8{,}8fa+\sqrt{2S_lg}}{1-c_r},\qquad(16)$$

unde :

f este frecvenţa vibraţiilor, în Hz ;
a — amplitudinea vibraţiilor, în mm ;
$S_l=2s_l$ — jocul longitudinal total, în mm ;
c_r — coeficient de revenire (pentru vîrf din oţel şi cuzinet din agat $c_r=0{,}6$).

Se obţine raza vîrfului :

$$r_1=\frac{0{,}656\left(1-\frac{1}{k}\right)}{\sigma_a\left(\frac{1}{E_1}+\frac{1}{E_2}\right)}\sqrt[3]{\frac{Q}{\sigma_a^2\left(\frac{1}{E_1}+\frac{1}{E_2}\right)}}\qquad(17)$$

unde $Q=P\,v^2_{max}/2\,g$ este forţa de ciocnire.

Pentru o *ramă* verticală calculul în condiţii de şoc sau de vibraţii este similar cazurilor de mai sus, în locul lui σ_a introducîndu-se σ_{max}, dat de formula :

$$\sigma_{max}=\sigma_a\sqrt[5]{\frac{P_r}{P}},$$

La lagărele orizontale este necesară o altă succesiune a calculelor, deoarece pentru a determina jocul radial trebuie cunoscute razele fusului şi cuzinetului. De aceea, în prealabil se aleg r_1 şi r_2, după care se calculează tensiunea din lagăr, care se compară cu cea admisibilă.

Situaţiile ce apar la calculul lagărelor orizontale sînt arătate în cele ce urmează.

a) Pentru fusul *orizontal* al unui aparat ce lucrează în condiţii de *şoc*, forţa de apăsare P_t, din lagărul încărcat cu cea mai mare sarcină P_1 va fi $P_t = P_1 (n + 1)$ şi prin urmare reacţiunea normală $N_1 = P_t/\sin\alpha$, unde $\sin\alpha = e/(r_2 - r_1)$.

Tensiunea din lagăr va fi :

$$\sigma_{max} = \sqrt[3]{\frac{1{,}5\, N_1 \cdot E^2}{\pi^3 (1-\nu^2)^2 r^2}} \leqslant \sigma_a \qquad (18)$$

b) Pentru fusul *orizontal* al unui aparat ce lucrează în condiţii de *vibraţii*, se determină viteza relativă maximă de ciocnire, cu relaţia :

$$v_{max} = \frac{8{,}8 f \cdot a + \sqrt{2 S_q g}}{1 - c_r}, \qquad (19)$$

unde $S_q = 2e$ este jocul transversal, celelalte notaţii avînd semnificaţia celor din relaţia (18).

Se calculează tensiunea maximă $\sigma_{max.din.}$ cu relaţia :

$$\sigma_{max.din.} = 0{,}779 \sqrt[5]{\frac{Q\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)^3}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^4 \left(1 + \mu \cdot \operatorname{cotg}\delta\right)}} \leqslant \sigma_a, \qquad (20)$$

unde $Q = P_1 v_{max}^2 / 2g$ este forţa de ciocnire.

Pentru *rama orizontală* calculul în condiţii de şoc sau de vibraţii este similar celor două cazuri de la fusul rigid orizontal cu menţiunea că, în locul încărcării P_1, se va pune sarcina elastică $P_{elastic}$, dată de relaţia $P_{elastic} = \sin^{5/2}\delta \cdot P_{rigid}$, unde P_{rigid} este forţa dată de masa ce se leagă rigid cu vîrful.

Pentru calculele prezentate mai sus, o problemă, care a constituit şi continuă să constituie obiect de studiu, este alegerea *tensiunilor admisibile*. Experienţele de pînă acum au arătat că cele mai mari tensiuni la care se produce distrugerea suprafeţelor fusului şi cuzinetului, în condiţii dinamice de lucru (tensiunile la care încă nu apar microfisurile) sînt : pentru oţeluri aliate (cu wolfram şi cobalt) — 400 kgf/mm²; pentru agat şi safir — 400... 500 kgf/mm².

★

Aprecierea durabilităţii lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafeţe sferice se poate face pe baza studiului *uzurii* în zonele lor de contact. Considerîndu-se, pentru început, lagărul solicitat numai de o forţă axială şi presupunînd, aşa cum se întîmplă de fapt, că se uzează numai fusul, uzura elementară du a acestuia se poate exprima prin relaţia :

$$\mathrm{d}u = k_u \cdot P \cdot \mathrm{d}A, \qquad (21)$$

unde u este volumul uzurii ; P — încărcarea lagărului ; dA — suprafaţa elementară de frecare ; k_u — coeficientul de uzură.

Spaţiul infinit mic datorat uzurii, pe direcţia axei vîrfului (fig. 8), va fi

$$\mathrm{d}y = k_u \cdot \sigma_c \cdot r_2 \frac{\sin\theta}{\cos\theta}\, \omega\, \mathrm{d}t, \qquad (22)$$

unde σ_c este tensiunea de contact în materialul vîrfului ; θ — unghiul suprafeţei deformate ; ω — viteza unghiulară a vîrfului ; t — timpul.

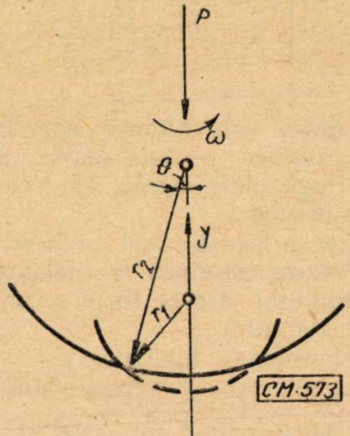


Fig. 8

Din geometria figurii 8 se poate determina deplasarea verticală y datorită uzurii :

$$y = r_1 \left(1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2\theta_0}\right) - r_2 (1 - \cos\theta_0), \qquad (23)$$

unde r_1 este raza vîrfului.

În jurul punctului central al suprafeţei de uzură există o zonă relativ mică în care apar tensiuni deosebit de mari (zona deformaţiilor plastice). Notînd cu σ_p valoarea tensiunilor din zona deformaţiilor plastice, legea de repartiţie a tensiunilor pe restul suprafeţei de contact a lagărului este :

$$\sigma_c = \frac{\sigma_p \cdot \operatorname{tg}\theta_p}{\operatorname{tg}\theta} \qquad (24)$$

ştiindu-se că : $\theta_p \leqslant \theta \leqslant \theta_0$, unde θ_p este unghiul corespunzător zonei deformaţiilor plastice ; θ_0 — unghiul exterior al suprafeţei de contact.

Utilizîndu-se ecuaţiile de mai sus, se poate determina momentul de frecare M dacă se consideră μ constant şi se integrează pentru întreaga zonă de contact. După efectuarea calculelor se obţine :

$$M = \pi \mu \sigma_p r_2^2 \left[\sin^2\theta_0 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P}{\pi r_2^2 \sigma_p \sin^2\theta_0}}\right)\right]. \qquad (25)$$

În figura **9**, pe baza ecuaţiei pentru calculul la uzură, este reprezentată dependenţa lui θ_0 în funcţie de momentul de frecare (factorul $M/\mu r_2 P$). Se observă că, dacă factorul k se măreşte (aceasta este necesar la unele aparate, prin mărirea lui r_2) momentul de frecare crește insensibil.

În continuare, se va avea în vedere un al doilea caz mai defavorabil, dar și mai apropiat de practică, cînd lagărul este încărcat atît axial cît și lateral (radial). Se admit următoarele ipoteze : fusul se deplasează paralel cu poziția lui inițială ; din cauza deformației cuzinetului, contactul nu mai are loc pe o suprafață circulară, ci pe una dreptunghiulară de o lungime foarte mare în raport cu lățimea 2 a (fig. 10) ; se utilizează relațiile lui Hertz la contactul dintre două suprafețe sferice.

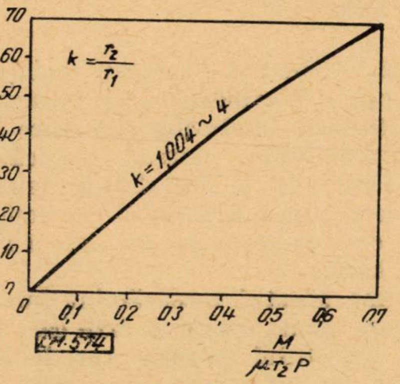


Fig. 9

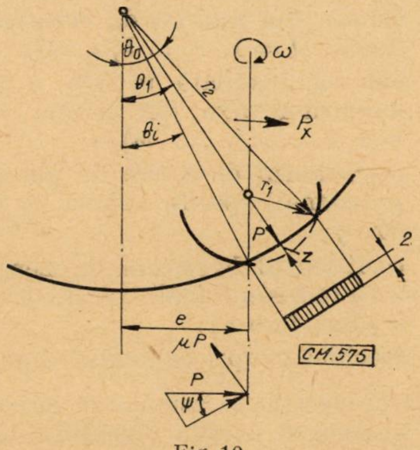


Fig. 10

Dacă se consideră că se uzează numai vîrful și că excentricitatea e este mare în raport cu deplasarea pe verticală y datorată uzurii, cu notațiile din figura 10, similare cu cele arătate la ipoteza încărcării axiale, după efectuarea calculelor se obține momentul de frecare :

$$M=2\mu r_2 P\frac{\cos\,\theta_1\,\sin\,\Delta\theta}{\ln\dfrac{k\sin\,(\theta_1+\Delta\theta)-(k-1)\sin\,\theta_1}{k\sin\,(\theta_1-\Delta\theta)-(k-1)\sin\,\theta_1}}, \quad (26)$$

unde, $\Delta\theta = \theta_0 - \theta_1$.

Pentru determinarea volumului V al uzurii, întrucît o integrare precisă nu este posibilă, se poate utiliza următoarea formulă aproximativă :

$$V=2\pi r_2 \sin\theta_1(r_2^2\Delta\theta-r_1^2\cos^{-1}\sqrt{1-k^2\sin^2\Delta\theta}. \quad (27)$$

Pe baza celor de mai sus, în figura 11 este reprezentată variația unghiului $\Delta\theta$, pentru diferite valori ale lui k, în raport cu parametrul care îl conține pe M. Curbele reprezentate prin linii întrerupte marchează o zonă în care rezultatele calculelor, pe baza formulelor de mai sus sînt discutabile, iar folosirea lor cu totul limitată.

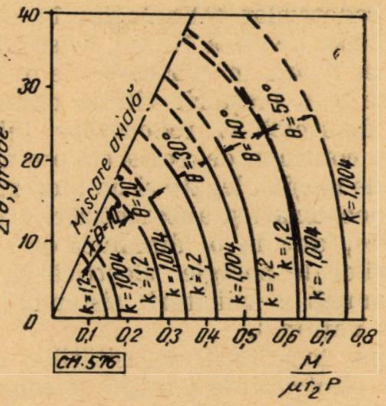


Fig. 11

Este necesar să se remarce și aici influența mare pe care o exercită raportul k asupra caracteristicilor funcționale ale ansamblului fus-lagăr.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1965.

[2] *Hildebrand, S.* Feinmechanische Bauelemente, VEB Verlag Techinik, Berlin, 1968.

[3] *Kauzlarich, J.* și *Wavrik, R.* : Spherical pivot bearing theory, Lubricat, engng. 1968, nr. 1.

[4] *Litvin, F. L.* Spravocinik konstruktora tocinogo priborostroienia. Mașinostroienie. Moskova, 1964.

[5] *Sivokonenko, I. M.* și *Iavlenskii, K.N.* Opori priborov. Mașinostroienie, Moskova, 1967.

CZ 621 : 621.3.016.2/4 : 681.32

Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini*

Ing. Adrian DUMITRESCU, ing. Marius ELEFTERESCU şi ing. Ştefan KOVACS

În ansamblul ramurilor economiei naţionale construcţia de maşini ocupă un rol primordial; ea este obligată să-şi lărgească în permanenţă sortimentul produselor şi să înlocuiască sistematic maşinile şi utilajele din fabricaţia curentă, ţinînd seamă de nivelul realizărilor recente pe plan mondial. Spre a putea face faţă acestor sarcini se impune o permanentă adaptare a tehnologiei la programele de producţie, rezultat al diversificării, profilării şi specializării. Aceste procese, prin caracterul lor dinamic, constituie etape cu cicluri mai scurte sau mai lungi, de reconsiderare a dotărilor tehnologice, care la rîndul lor determină dotarea energetică.

Ciclul redotărilor tehnologice în construcţia de maşini este de circa 12 ani, existînd tendinţa scăderii la 7 ani în perioada de perspectivă, ca urmare şi a creşterii vitezei uzurii morale. Această dinamică a redotărilor tehnologice, precum şi continua dezvoltare a producţiei construcţiei de maşini, legate şi de procesul normal al unor mecanizări şi automatizări a proceselor tehnologice, duc la o dinamică de creştere a consumurilor de energie electrică şi, implicit, la o dinamică a solicitării sistemului electroenergetic naţional.

În scopul încadrării necesităţilor de putere şi energie electrică ale ramurii de construcţii de maşini în sistemul electroenergetic, se prezintă un model matematic care, folosind calculatoare electronice, permite pe baza unui sistem informaţional de coeficienţi energotehnologici, stabilirea în mod operativ a puterilor electrice instalate şi cerute, energiei electrice şi factorului de putere, pe uzine, pe grupe de uzine — repartizate fie pe amplasamente geografice, fie pe profil — precum şi pentru întreaga ramură a construcţiei de maşini.

În felul acesta se pune atît la dispoziţia proiectanţilor de uzine pentru construcţii de maşini, cît şi energeticienilor din uzine şi departamente, un instrument pentru stabilirea şi predeterminarea necesarului de putere şi energie electrică în construcţia de maşini, folosind calculatoarele electronice.

★

În anul 1964 s-a întocmit de către Comisia Centrală pentru Inventarierea şi Reevaluarea Fondurilor Fixe o clasificare a fondurilor fixe din economia naţională, folosind o codificare zecimală. Utilizînd lucrarea menţionată, în cadrul ramurii urmează a se întocmi recensămîntul tuturor fondurilor fixe care acţionează asupra obiectului muncii — adică maşinile-unelte, utilajele şi instalaţiile tehnologice — din fiecare uzină a ramurii de construcţii de maşini, creîndu-se astfel un sistem informaţional de bază.

În urma acestui recensămînt întocmit pentru fiecare uzină, fondurile fixe care acţionează asupra obiectului muncii vor fi trecute pe purtători de informaţii — cartele perforate, benzi perforate, benzi magnetice — cu codurile lor, precum şi cu toţi parametrii şi coeficienţii energotehnologici. Parametrii şi coeficienţii energotehnologici ai diferitelor foduri fixe ce acţionează asupra obiectului muncii, pe de o parte au valori specifice fiecărui fond fix, cum este puterea instalată, iar pe de altă parte au valori specifice fiecărei grupe de fonduri fixe.

Se consideră că pentru sistematizarea unui sistem de indici, se notează cu:

l — uzinele din ramura de construcţii de maşini $(l = 1, 2, \ldots l; \ldots u)$;

p_j — puterea instalată în kW a tuturor fondurilor fixe din grupa j $(j = 1, 2 \ldots j, \ldots m)$;

k_j — coeficientul de cerere de putere (adimensional) specific grupei de fonduri fixe j;

K_j — coeficientul de consum de energie electrică (adimensional) specific grupei de fonduri fixe j;

tg φ_j — specifică grupei de fonduri fixe j.

Iluminatul electric se asimilează cu un fond fix care acţionează asupra obiectului muncii; de asemenea şi toate agregatele şi instalaţiile pentru încălzirea, ventilarea şi climatizarea halelor sau altor obiecte din cadrul uzinelor constructoare de maşini.

Coeficienţii energotehnologici menţionaţi sînt stabiliţi statistic şi sînt daţi în literatura de specialitate pentru fiecare grupă de fond fix ce acţionează asupra obiectului muncii.

Se introduc şi următoarele notaţii:

k_{al} — coeficientul de simultaneitate pentru putere activă (adimensional) pentru uzina indice l;

k_{rl} — coeficientul de simultaneitate pentru putere reactivă (adimensional) pentru uzina indice l.

---

* Comunicarea prezentată la Sesiunea ştiinţifică a Centrului de calcul economic şi cibernetică economică, Bucureşti, din 21—22 februarie 1969.

Aceşti coeficienţi sînt specifici fiecărei uzine şi sînt funcţii de puterea totală cerută :

$$k_{al} = f_1 \, (P_{cl}) \qquad (1)$$

$$k_{rl} = f_2 \, (P_{cl}) \qquad (1a)$$

valorile medii ale funcţiilor $f_1 \, (P_{cl})$ şi $f_2 \, (P_{cl})$ fiind stabilite pe baze statistice (tabela 1).

Tabela 1

Puterea cerută P_{cl} kW	k_{al}	k_{rl}
300 – 1 000	0,85	0,92
1 001 – 2 000	0,80	0,90
2 001 – 5 000	0,75	0,87
peste 5 000	0,70	0,85

De asemenea, se mai introduc şi următoarele notaţii :

Q_{cl} — puterea reactivă cerută în kVar pentru uzina indice l;

S_{cl} — puterea aparentă cerută în kVA pentru uzina indice l;

W_l — consumul anual de energie în kWh pentru uzina indice l, acesta fiind dependent de regimul de lucru, respectiv de fondul anual de timp T_n ; datele orientative pentru T_n sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Fondul anual de timp T_n	Schimburi zilnice n	h/an pentru		
		forţă	iluminat interior	iluminat exterior
T_1	1	2 350	650	400
T_2	2	4 630	2 300	1 950
T_3	3	6 640	4 600	3 500

Folosind notaţiile arătate, pentru fiecare uzină l se pot scrie :

— puterea instalată

$$P_{il} = \sum_{j=1}^{m} p_j \, , \text{ kW} \qquad (2)$$

— puterea activă cerută

$$P_{cl} = k_{al} \sum_{j=1}^{m} p_j k_j \, , \text{ kW} \qquad (3)$$

— puterea reactivă cerută

$$Q_{cl} = k_{rl} \sum_{j=1}^{m} p_j k_j \operatorname{tg} \varphi_j \, , \text{ kVar} \qquad (4)$$

— puterea aparentă cerută

$$S_{cl} = \sqrt{P_{cl}^2 + Q_{cl}^2} \, , \text{ kVA} \qquad (5)$$

— consumul anual de energie

$$W_l = \sum_{j=1}^{m} p_j k_j T_n \, , \text{ kWh.} \qquad (6)$$

Pentru întreaga ramură rezultă :

$$P_i = \sum_{l=1}^{u} \sum_{j=1}^{m} p_j \, , \text{ kW} \qquad (7)$$

$$P_c = \sum_{l=1}^{u} k_{al} \sum_{j=1}^{m} p_j k_j \, , \text{ kW} \qquad (8)$$

$$Q_c = \sum_{l=1}^{u} k_{rl} \sum_{j=1}^{m} p_j k_j \operatorname{tg} \varphi_j \, , \text{ kVar} \qquad (9)$$

$$S_c = \sum_{l=1}^{u} \sqrt{P_{cl}^2 + Q_{cl}^2} \, , \text{ kVA} \qquad (10)$$

$$W = \sum_{l=1}^{u} \sum_{j=1}^{m} p_j K_j T_n \, , \text{ kWh.} \qquad (11)$$

Formulele (3), (4) şi (5) dau pentru fiecare uzină l puterile maxime cerute : activă, reactivă şi aparentă.

De asemenea, formulele (8), (9) şi (10) reprezintă puterile maxime cerute pe întreaga ramură în condiţii de simultaneitate. În mod normal în primul schimb există activitatea cea mai completă a fiecărei uzine şi se poate asuma că formulele (8), (9) şi (10) dau puterile maxime pe întreaga ramură în perioada $T_1 = 8$ ore a primului schimb.

Cunoscîndu-se programul de lucru al fiecărei uzine l în cele trei schimburi, deci programul de lucru al fiecărei secţii, respectiv al grupelor de utilaje j, formulele (3), (4) şi (5) vor putea stabili pentru fiecare schimb şi în fiecare uzină, puterile maxime cerute : activă, reactivă şi aparentă.

Pe această bază, formulele (8), (9) şi (10), vor putea da pe întreaga ramură aceleaşi puteri maxime cerute însă repartizate pe cele trei schimburi. În felul acesta se va putea avea o diagramă cu trei trepte a curbei de sarcină cu care ramura constructoare de maşini solicită sistemul electroenergetic.

Aplicarea metodologiei arătate reclamă calcule simple, dar laborioase, spre a se putea cunoaşte cererile de putere şi de energie, atît pentru fiecare uzină, cît şi pentru întreaga ramură, în toate cele trei schimburi.

Pentru a se elimina aceste calcule laborioase şi pentru a se asigura o operativitate în stabilirea cererilor de putere şi de energie, la orice modificare a regimului de lucru şi programului de fabricaţie, s-a stabilit modelul matematic al întregului proces.

Matricea puterilor instalate în întreaga ramură este :

$$\|p_{lj}\|_{u,m} = \begin{Vmatrix} p_{11} & p_{12} & \cdots & p_{1j} & \cdots & p_{1m} \\ p_{21} & p_{22} & \cdots & p_{2j} & \cdots & p_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{l1} & p_{l2} & \cdots & p_{lj} & \cdots & p_{lm} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{u1} & p_{u2} & \cdots & p_{uj} & \cdots & p_{um} \end{Vmatrix} \tag{12}$$

Puterea activă cerută rezultă din înmulţirea matricei (12) cu vectorul coloană $\|k_j|_{m,1}$, precum şi cu matricea diagonală $\|k_{al}\|_{u,u}$, rezultînd:

$$\|P_{cl}\|_{u,1} = \begin{Vmatrix} k_{a1} & 0 & \ldots & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & k_{a2} & \ldots & 0 & \ldots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \ldots & k_{al} & \ldots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \ldots & 0 & \ldots & k_{au} \end{Vmatrix} \cdot \tag{13}$$

$$\cdot \begin{Vmatrix} p_{11} & p_{12} & \cdots & p_{1j} & \cdots & p_{1m} \\ p_{21} & p_{22} & \cdots & p_{2j} & \cdots & p_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{l1} & p_{l2} & \cdots & p_{lj} & \cdots & p_{lm} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{u1} & p_{u2} & \cdots & p_{uj} & \cdots & p_{um} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} k_1 \\ k_2 \\ \vdots \\ k_j \\ \vdots \\ k_m \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} P_{c1} \\ P_{c2} \\ \vdots \\ P_{cl} \\ \vdots \\ P_{cu} \end{Vmatrix}.$$

Fiecare element al vectorului coloană $\|P_{cl}\|_{u,1}$ reprezintă puterea activă maximă cerută de fiecare uzină, suma elementelor acestui vector coloană reprezentînd puterea activă maximă cerută de întreaga ramură, pe fiecare schimb. În acest caz unele elemente ale maricei $\|p_{lj}\|_{u,m}$, pot fi egale cu zero, corespunzător schimbului şi programului de fabricaţie din schimbul respectiv. De asemenea fiecare linie a matricei $\|p_{lj}\|_{u,m}$ reprezintă submatricea $\|p_{lj}\|_{1,m}$, a puterilor instalate în uzina l, produsul:

$$\|P_{cl}\|_{1,1} = k_{al}\|p_{lj}\|_{1,m} \cdot \|k_j\|_{m,1} \tag{14}$$

reprezentînd puterea activă maximă cerută de uzina l.

În mod similar puterea reactivă cerută este :

$$\|Q_{cl}\|_{u,l} = \|k_{rl}\|_{u,u} \cdot \|p_{lj}\|_{u,m} \cdot \|\mathrm{tg}\varphi_j\|_{m,m} \cdot \|K_j\|_{m,1} \tag{15}$$

$$\|Q_c\|_{1,1} = k_{rl}\|p_{lj}\|_{1,m} \cdot \|\mathrm{tg}\varphi_j\|_{m,m} \cdot \|K_j\|_{m,1} \tag{16}$$

Din expresiile (13) şi (14), respectiv (15) şi (16), folosind formula (5) se determină puterea aparentă cerută, pe fiecare uzină, respectiv pentru întreaga ramură.

Consumul de energie electrică este :

$$\|W_l\|_{u,1} = \begin{Vmatrix} T_{n1} & 0 & \ldots & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & T_{n2} & \ldots & 0 & \ldots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \ldots & T_{nl} & \ldots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \ldots & 0 & \ldots & T_{nu} \end{Vmatrix} \cdot \tag{17}$$

$$\cdot \begin{Vmatrix} p_{11} & p_{12} & \cdots & p_{1j} & \cdots & p_{1m} \\ p_{21} & p_{22} & \cdots & p_{2j} & \cdots & p_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{l1} & p_{l2} & \cdots & p_{lj} & \cdots & p_{lm} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ p_{u1} & p_{u2} & \cdots & p_{uj} & \cdots & p_{um} \end{Vmatrix} \cdot \begin{Vmatrix} K_1 \\ K_2 \\ \vdots \\ K_j \\ \vdots \\ K_m \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_l \\ \vdots \\ W_u \end{Vmatrix}$$

respectiv pentru fiecare uzină :

$$\|W_l\|_{1,1} = T_{nl}\|p_{lj}\|_{1,m}\|K_j\|_{m,1}. \tag{18}$$

Modelul sub forma prezentată permite folosirea calculatoarelor electronice pentru stabilirea atît a necesarului de putere, cît şi de energie electrică, pentru întreaga ramură şi separat pentru fiecare uzină.

Matricele puterilor instalate şi cele ale diferiţilor coeficienţi energotehnologici se pot introduce în calculatoare, pentru diferitele schimburi de lucru şi diferite programe de fabricaţie, ultimele influenţînd elementele p_{lj}, permiţîndu-se astfel analizarea diferitelor cereri de putere, în vederea adaptării lor la posibilităţile sistemului electroenergetic.

Este necesar ca energeticienii fiecărei uzine să întocmească submatricea puterilor instalate $|p_{lj}|_{1,m}$, submatrice ce se vor centraliza de energeticianul ministerului spre a stabili matricea (12) a ramurii. Submatricele vor fi stabilite pentru fiecare schimb şi corespunzător programelor de fabricaţie, cunoscute de fiecare uzină o dată cu lansarea planului anual.

CZ 621.9.025.1

Cercetări cu privire la geometria optimă a cuțitelor de finisare cu raza de vîrf

onf. dr. ing. Ștefănuță ENACHE – Institutul politehnic – București

Tendința de aplicare pe scară largă a procedeelor moderne de turnare, forjare etc. — are asigură adaosuri de prelucrare mici — face a prelucrarea de finisare respectiv sculele de inisare să aibă o mare răspîndire în practica ndustrială. La strunjirea de finisare care se xecută de obicei cu cuțite avînd raza la vîrf mai mare ca zero, rugozitatea suprafeței prelucrate este formată și influențată de porțiunea urbilinie de la vîrf a cuțitului (fig. 1), atît

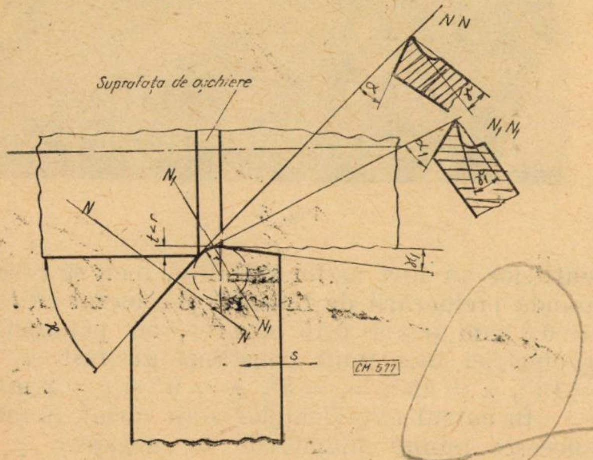


Fig. 1

b aspectul geometric cît și sub aspectul tensității deformațiilor plastice a metalului n fața tăișului. Pe porțiunea curbilinie de vîrf a cuțitului, parametrii geometrici sînt riabili în lungul tăișului. Datorită acestui pt, se poate considera că legile de variație rugozității în funcție de parametrii geometrici sculei, legi date în literatura de specialitate], [2], [3], [4] pentru cazul cînd parametrii ometrici sînt constanți în lungul tăișului, mai sînt valabile la strunjirea de finisare cu ție avînd $r > 0$ și respectiv $t < r$.

Această ipoteză ridică o problemă practică portantă, aceea a ascuțirii corecte a cuțite- de finisare astfel încît acestea să aibă valori time ale unghiurilor de degajare și de așere în regiunea vîrfului cuțitului. Se știe că ntru calculul elementelor de reglare a dispozitivului la ascuțirea cuțitelor se folosesc presiile [4], [5], [3]:

— la ascuțirea feței de degajare (fig. 2):

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_x &= \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \varkappa + \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \varkappa, \\ \operatorname{tg} \gamma_y &= \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \varkappa - \operatorname{tg} \lambda \cdot \sin \varkappa ; \end{aligned} \qquad (1)$$

— la ascuțirea feței de așezare (fig. 3):

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha_x &= \operatorname{ctg} \alpha \cdot \sin \varkappa + \operatorname{tg} \lambda \cos \varkappa, \\ \operatorname{ctg} \alpha_y &= \operatorname{ctg} \alpha \cdot \cos \varkappa - \operatorname{tg} \lambda \sin \varkappa. \end{aligned} \qquad (2)$$

Din relațiile (1) și (2) se poate obține:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \gamma_x \sin \varkappa + \operatorname{tg} \gamma_y \cos \varkappa, \qquad (3)$$

și:

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \alpha_x \sin \varkappa + \operatorname{ctg} \alpha_y \cos \varkappa. \qquad (4)$$

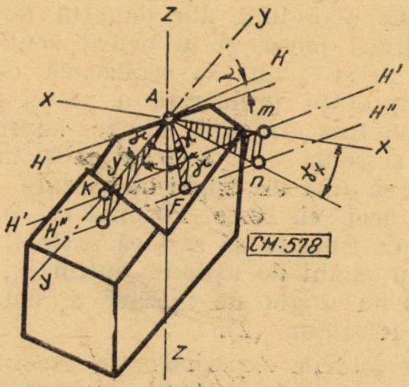


Fig. 2

Cu ajutorul relațiilor (3) și (4) se poate preciza variația unghiurilor γ și α în funcție de unghiul de atac $\varkappa$, pe măsura apropierii de vîrful cuțitului. La vîrful cuțitului $\varkappa = 0°$, astfel că se obține:

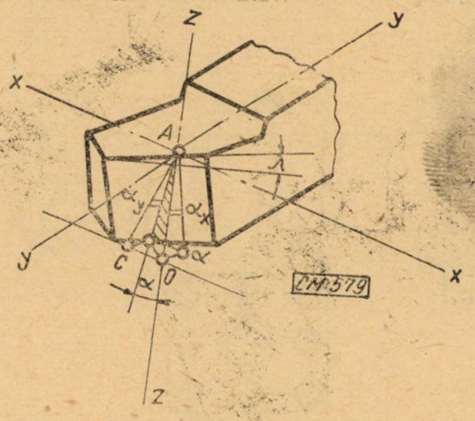


Fig. 3

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \gamma_y, \qquad (5)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \alpha_y. \qquad (6)$$

Pe baza relațiilor (5) și (6) se pot trage concluzii cu privire la ascuțirea rațională a cuțitelor. Astfel, pentru ascuţirea feţei de degajare, la valori pozitive ale unghiului γ, condiţiile de aşchiere pe tăişul secundar vor fi nefavorabile, fapt ce trebuie evitat dacă se ţine seamă de rugozitatea suprafeţei prelucrate. La valori negative ale lui γ se vor înrăutăţi însă condiţiile de lucru pe tăişul principal (în zona vîrfului cuţitului).

Ţinîndu-se seamă de cele arătate precum şi de faptul că în zona vîrfului cuţitului aşchia se degajează după o direcţie foarte apropiată de cea a planului *y-y* (fig. 2) rezultă că este raţional ca, conform relaţiei (5), cuţitele de finisare să fie astfel ascuţite încît să posede un unghi de degajare optim γ_y în planul *yy* şi o valoare minimă a unghiului γ_x în planul *xx* (fig. 2).

În ce priveşte ascuţirea feţei de aşezare, unghiul de aşezare în planul *yy* prezintă o importanţă deosebită din punctul de vedere al rugozităţii piesei şi al uzurii sculei deoarece, în acest plan, se realizează contactul dintre suprafaţa prelucrată a piesei şi sculă. Pentru evitarea frecării dintre suprafaţa de aşchiere şi sculă este necesar ca şi în planul *xx* scula să aibă un unghi de aşezare $\alpha_x > 0°$. Rezultă deci că este raţional ca ascuţirea cuţitelor de finisare să se facă astfel încît să posede un unghi de aşezare optim α_y, în planul *yy* şi un unghi de aşezare α_x determinat pe baza relaţiilor (2).

Prin cercetările experimentale efectuate s-a urmărit verificarea ipotezelor menţionate, iar metodica de lucru elaborată a permis realizarea unor mari economii de material prelucrat şi de timp. Experienţele au fost efectuate pe un strung tip S_3 (7 kW). Ca material s-a utilizat oţel (OL 60) şi fontă cenuşie (Fc 20), sub formă de bare cilindrice (120 mm diametru, 500 mm lungime). Cuţitele utilizate au fost armate cu plăcuţe de carburi metalice, T15K6 pentru prelucrarea oţelului şi BK8 pentru fontă; secţiunea corpului cuţitelor 25 × 25 mm, iar lungimea în consolă 40 mm.

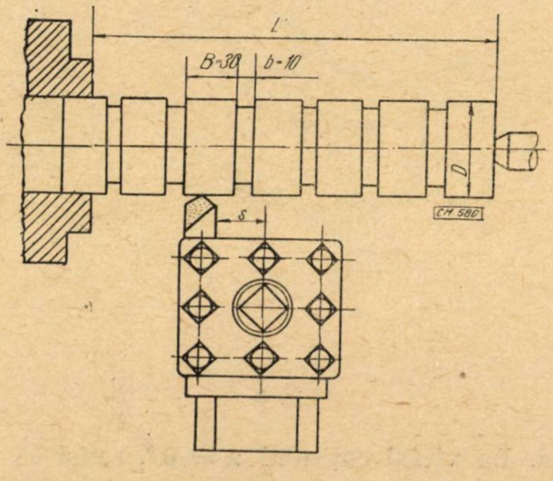


Fig. 4

Pe barele de oţel folosite pentru experienţe, au fost strunjite şanţuri inelare de lăţime constantă $b = 10 \pm 0,1$ mm (fig. 4).

Pentru măsurarea rugozităţii (R_z) s-a utilizat un microscop Linnik-Schmaltz adaptat în mod special pentru măsurări directe pe strung (fig. 5). Regimul de aşchiere şi geometria cuţitelor au fost astfel stabilite, încît să corespundă prelucrării de finisare. S-a lucrat cu $t = 0,3$ mm şi $s = 0,15$ mm/rot, iar parametri geometrici menţinuţi constanţi au fost $\alpha_1 = 15°$, $\varkappa = 45°$, $\varkappa_1 = 5°$, $\lambda = 0°$ şi $r = 2$ mm

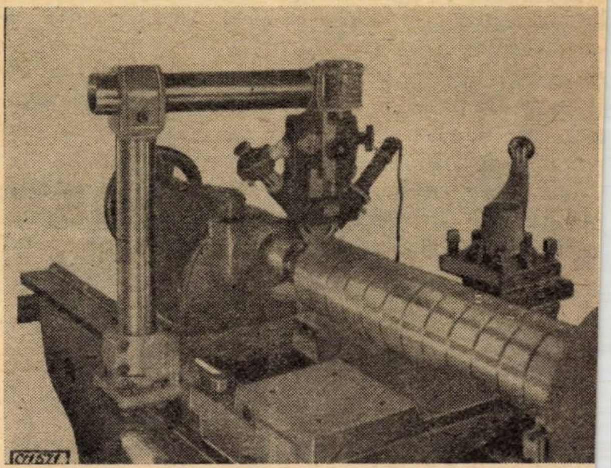


Fig. 5

În cursul experienţelor s-au variat în mo succesiv numai unghiurile de degajare γ ş de aşezare α, aceşti factori influenţînd rugozitatea suprafeţei prelucrate. Pentru o anumit valoare a unghiului γ s-a lucrat în mod succesi pe porţiunile inelare de lăţime *B* (fig. 4) c diferite viteze de aşchiere, măsurîndu-se p diferitele porţiuni inelare rugozitatea respectivă. S-a variat unghiul de degajare, obţinîndu-se relaţiile $R_z = f_1 (\gamma)$ pentru diferit viteze de aşchiere (fig. 6a şi 6b). S-au repeta experienţele cu cuţite ascuţite în mod deosebit, adică cu $\gamma_y = \gamma^{*}_{opt}$ şi $\gamma_x = 0$, obţinîndu-s relaţiile $R_z = f_2 (\gamma_y)$ pentru diferite viteze d aşchiere (fig. 7a şi 7b).

Experienţe similare au fost făcute în legătură cu unghiul de aşezare.

Se menţionează că în cursul experienţel raportul dintre lungime *L* şi diametrul pies *D* a fost menţinut constant.

În literatura de specialitate [1], [2], [3 [6] se afirmă că, prin mărirea unghiului γ rugozitatea suprafeţei prelucrate se micş rează. Cercetările experimentale efectua arată însă că în cazul strunjirii de finisare semifinisare cu cuţite avînd $r > 0$, concluz respectivă nu are valabilitate practică. Astfel, din figura 6 în care sînt reprezentate relaţiile $R_z = f(\gamma)$ la prelucrarea oţelului (fig. 6a) şi fontei (fig. 6b), se observă că prin modificarea lui γ are loc o variaţie neînsemnată şi neregulată a lui R_z, cu toată tendinţa de micşorare a înălţimii asperităţilor, la trecerea lui γ de la valori negative la valori pozitive. Se observă totodată că prin mărirea vitezei de aşchiere gradul de împrăştiere a punctelor experimentale se micşorează.

---

* Unghiurile γ_{opt} şi α_{opt} sînt de fapt unghiurile γ şi stabilite în funcţie de condiţiile de aşchiere, conform lit raturii de specialitate.

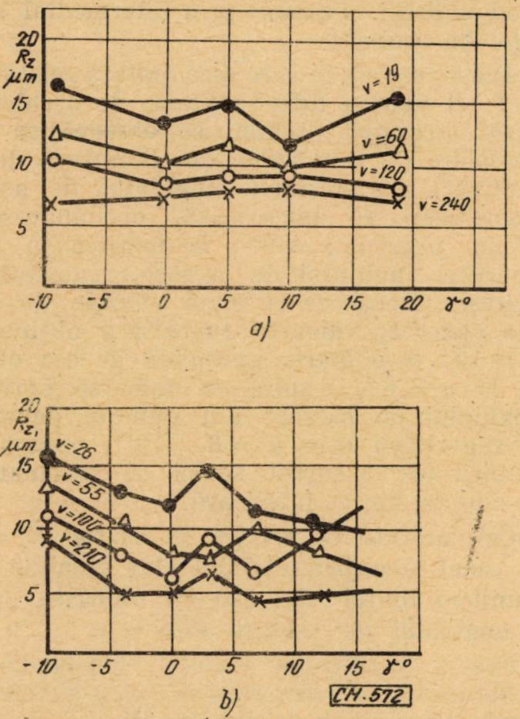


Fig. 6

Pentru a putea explica atît necorespondenţa dintre concluziile din literatura de specialitate susmenţionată şi rezultatele prezentate în figura 6, cît şi influenţa mică şi neregulată a unghiului γ asupra lui R_z se va remarca mai întîi că la strunjirea cu cuţite avînd tăiş rectiliniu ($r = 0$), asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate exercită influenţă valoarea constantă a unghiului γ (secţiunea NN din fig. 1), în timp ce la strunjirea de finisare cu cuţite avînd $r > 0$, exercită o influenţă asupra rugozităţii valoarea variabilă a unghiului de degajare din zona curbilinie a tăişului (secţiunea N_1N_1 din fig. 1) valoare care este diferită de cea din zona rectilinie respectiv secţiunea NN. Valoarea variabilă a unghiului de degajare din zona curbilinie a tăişului exercită o influenţă diferită de cea a unghiului de degajare din zona rectilinie a tăişului atît asupra deformaţiilor plastice din zona de aşchiere cît şi asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate. Or, tocmai neconsiderarea diferenţei dintre valorile unghiului de degajare în secţiunile NN şi N_1N_1 (fig. 1) explică necorespondenţa susmenţionată.

La finisare, porţiunea de la vîrf a tăişului este aceea care influenţează intensitatea deformaţiilor plastice şi care deci contribuie direct la formarea rugozităţii suprafeţei prelucrate.

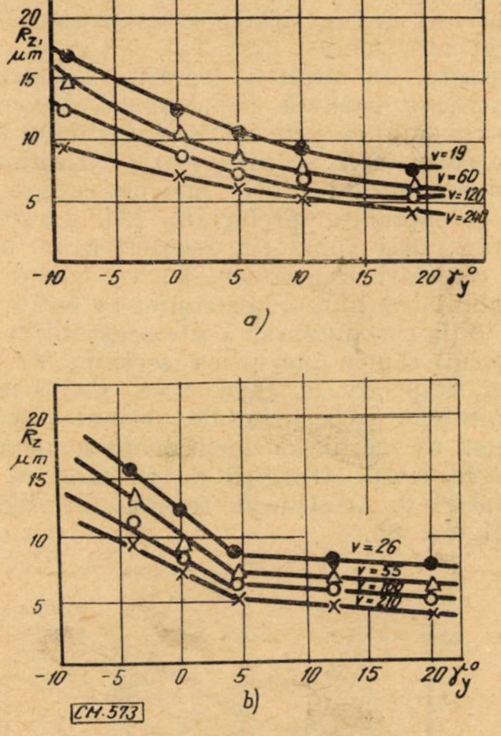


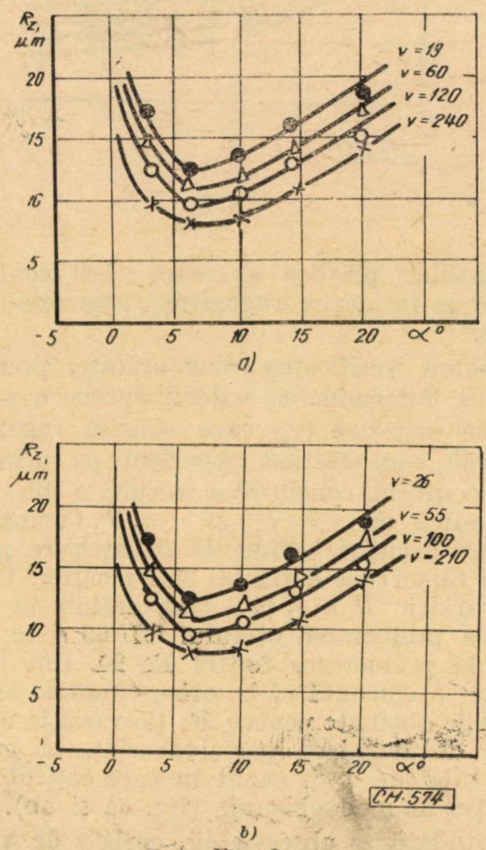
Fig. 7

Pentru verificarea celor arătate, precum şi pentru determinarea valorii optime a unghiului de degajare (γ_y) care asigură rugozitatea minimă, s-au efectuat experienţe cu cuţite ascuţite, conform concluziilor rezultate din relaţia (5), adică cu $\gamma_y = \gamma_{opt}$ şi $\gamma_x = 0°$. Ca urmare a acestei ascuţiri, condiţiile de aşchiere pe cele două tăişuri ale cuţitului sînt identice. Curbele de variaţie $R_z = f_1(\gamma_y)$ sînt arătate în figura 7 a la prelucrarea oţelului OL 60 şi în figura 7 b la prelucrarea fontei Fc 20. Din ambele figuri se constată că la orice viteză de aşchiere valorile obţinute pentru R_z (la variaţia unghiurilor de degajare pozitive) sînt, în general, mai mici decît în cazul în care cuţitul a fost ascuţit în mod obişnuit (fig. 6a şi 6b).

Totodată se observă că, curbele de variaţie au o formă regulată astfel că la toate vitezele de aşchiere aplicate, rugozitatea se micşorează o dată cu mărirea unghiului de degajare. Valorile optime ale unghiului γ_y, atît din punctul de vedere al rugozităţii cît şi din punctul de vedere al economicităţii ascuţirii, sînt

$\gamma_y = 10...15°$ la strunjirea oţelului şi $\gamma_y = 5...10°$ la strunjirea fontei.

Referitor la problema influenţei unghiului de aşezare asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate, în literatura de specialitate există păreri contradictorii. Astfel, în unele lucrări [1], [3], [5], se arată că prin mărirea unghiului de aşezare α, rugozitatea se micşorează, în timp ce în alte lucrări [2], [4], [6], se susţine contrariu. În primele lucrări, concluzia respectivă se bazează pe supoziţia neverificată experimental că prin mărirea unghiului de aşezare rugozitatea se micşorează datorită micşorării contactului dintre faţa de aşezare a sculei şi suprafaţa prelucrată [3]. În celelalte lucrări, deşi concluzia respectivă se bazează pe cercetări experimentale, ea poate avea valabilitatea numai la strujirea cu cuţite avînd $r = 0$ (la care unghiul α este constant în lungul tăişului) sau la lucrul cu secţiuni de aşchie mari, respectiv în cazul $t > r$. Ca urmare a rezultatelor experimentale obţinute, se poate afirma că teoriile susmenţionate nu sînt valabile în cazul strunjirii de finisare cu cuţite avînd $r > 0$. Acest fapt rezultă din figura 8a şi figura 8b.



a)

b)

Fig. 8

În cadrul lucrării de faţă, la stabilirea influenţei unghiului de aşezare asupra rugozităţii (în cazul finisării cu cuţite avînd $r > 0$) s-a avut în vedere faptul că pe porţiunea curbilinie de la vîrf, unghiul de aşezare este variabil şi totodată diferit ca valoare de cel din porţiunea rectilinie a tăişului (secţiunea NN, fig. 1). Datorită acestui fapt, influenţa sa asupra deformaţiilor suprafeţei prelucrate şi deci şi asupra rugozităţii va fi diferită de cea a unghiului de aşezare din porţiunea rectilinie a tăişului; acesta din urmă îşi exercită influenţa în mod indirect şi anume prin intermediul suprafeţei de aşchiere.

Din figura 8a în care este arătată relaţia $R_z = f(\alpha)$ pentru diferite viteze de aşchiere, în cazul strunjirii oţelului se observă că (spre deosebire de concluziile din literatură de specialitate) cu creşterea unghiului de aşezare, rugozitatea se micşorează, obţinîndu-se un minim pentru $\alpha = 6°$; la mărirea în continuare a unghiului de aşezare, rugozitatea se măreşte. Deoarece la toate vitezele de aşchiere aplicate, valoarea rugozităţii obţinută la $\alpha = 10°$ este foarte apropiată de cea obţinută la $\alpha = 6°$, rezultă că valoarea optimă a unghiului de aşezare din punctul de vedere al rugozităţii este $\alpha = 6...10°$; pentru economicitatea ascuţirii sculei se recomandă a se adopta limita inferioară.

Cele arătate cu privire la relaţia $R_z = f(\alpha)$ în cazul strunjirii oţelului sînt valabile şi la stunjirea fontei (fig. 8b) iar valoarea optimă a unghiului de aşezare este $\alpha = 5...9°$.

Pentru verificarea justeţei concluziilor ce se desprind pe baza relaţiei (6), s-au efectuat exprienţe cu viteze de aşchiere diferite, cu cuţite ascuţite în mod special adică cu $\alpha_y = \alpha_{opt}$ şi α_x determinat pe baza relaţiei (2).

Rezultatele experimentale apar sub forma curbelor de variaţie $R_z = f_1(\alpha_y)$ din figura 9a pentru oţel şi $R_z = f_2(\alpha_y)$, în figura 9b pentru fontă.

Din ambele figuri se constată că la orice viteză de aşchiere, curbele de variaţie $R_z = f(\alpha_y)$ au aceeaşi alură cu cele din figura 8, cu menţiunea că valorile obţinute pentru R_z, la aceleaşi valori ale unghiului de aşezare, sînt în general mai mici decît în cazul în care cuţitele au fost ascuţite în mod obişnuit, adică conform relaţiilor (2).

Acest fapt care confirmă justeţea concluziilor desprinse pe baza relaţiei (6), se explică prin aceea că la strunjirea de finisare cu cuţite cu $r > 0$, mărimea zonei de contact cu suprafaţă prelucrată este determinată în principal de valoarea unghiului α_y, şi că deci din punctul de vedere al rugozităţii se impune a se da cuţitului prin ascuţire un unghi de aşezare optim în planul $y - y$ (fig. 2) şi nicidecum în planul NN (fig. 1). Ascuţirea cuţitului cu $\alpha_y = \alpha_{opt}$ va duce la un contact optim cu suprafaţa prelucrată a piesei, ceea ce are drept consecinţă micşorarea forţei de aşchiere normală pe tăiş în zona vîrfului cuţitului şi reducerea deformaţiilor elastice ale suprafeţei prelucrate, ceea ce explică micșorarea rugozității suprafeței prelucrate.

Cercetările efectuate, precum și rezultatele prezentate în cadrul lucrării de față, permit să se tragă concluziile.

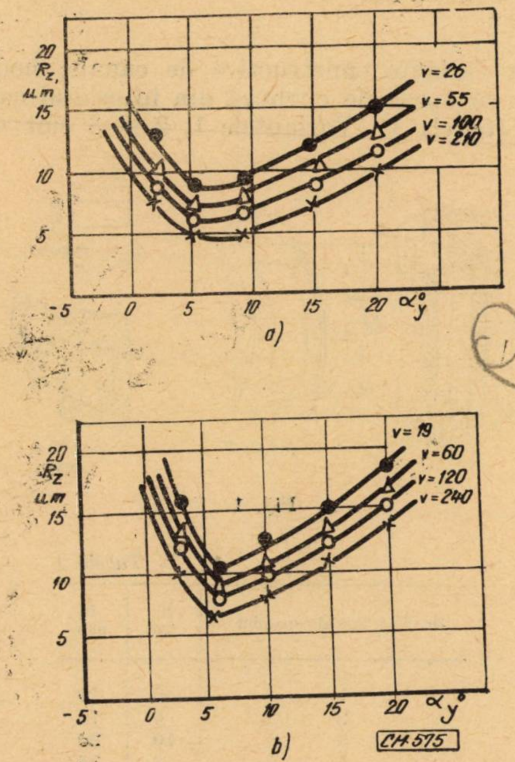


Fig. 9

Astfel, la strunjirea de finisare cu cuțite avînd $r > 0$, datorită faptului că în zona de la vîrf a cuțitului parametrii geometrici sînt variabili și diferiți ca valoare față de cei din porțiunea rectilinie a tăișului, legile de variație a rugozității în funcție de parametrii geometrici, date în literatura de specialitate [1], [2], [3], [4] nu mai sînt valabile. Ca urmare, la strunjirea de finisare a oțelului și a fontei cu cuțite avînd unghiuri de degajare diferite se constată că prin modificarea unghiului γ are loc o variație neînsemnată și neregulată a rugozității suprafeței prelucrate.

La vîrful cuțitelor cu $r > 0$, unghiul de atac $\varkappa = 0°$, și deci formulele ce trebuie luate în considerare la ascuțirea cuțitelor sînt :

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \gamma_y, \qquad (7)$$

și :

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \alpha_y. \qquad (8)$$

Aceste relații implică unele consecințe pentru ascuțirea rațională a cuțitelor de finisare. Astfel, fața de degajare este rațional să se ascută cu $\gamma_y = \gamma_{opt}$ și $\gamma_x = 0$. La ascuțirea feței de așezare principale se va lua $\alpha_y = \alpha_{opt}$ și α_x conform formulei (2), iar la ascuțirea feței de așezare secundare se va lua $\alpha_{1,y} = \alpha_{opt}$ iar $\alpha_{1,x} = 0°$ (2). Trebuie relevat faptul că acest mod de ascuțire duce atît la valori optime ale unghiurilor sculei care va asigura rugozitatea optimă cît și la simplificarea, respectiv economicitatea ascuțirii.

Experiențele efectuate cu cuțite ascuțite conform relației (7), la diferite valori ale unghiului γ_y, arată că rugozitatea obținută este mai mică decît în cazul strunjirii cu cuțite ascuțite în mod obișnuit, legea de variație $R_z = f(\gamma_y)$ devenind totodată regulată. Acest fapt demonstrează că la strunjirea de finisare cu cuțite avînd $r > 0$, unghiul care exercită o influență directă și hotărîtoare asupra rugozității suprafeței prelucrate este γ_y și nu γ.

Valorile optime ale unghiului γ_y sînt : $\gamma_y = 10\ldots15°$ pentru strunjirea oțelului OL 60 și $\gamma_y = 5\ldots10°$ la stunjirea fontei Fc 20. Ținînd seamă că la unghiuri de degajare pozitive plăcuțele de carburi metalice sînt solicitate la încovoiere, precum și de economicitatea ascuțirii, este normal să se adopte valorile minime ale unghiului γ_y.

Experiențele efectuate cu cuțite ascuțite conform relației (8), la diferite valori ale unghiurilor α_y, arată că rugozitatea obținută este mai mică decît în cazul strunjirii cu cuțite ascuțite în mod obișnuit. Acest fapt demonstrează că unghiul care exercită o influență directă și hotărîtoare asupra rugozității suprafeței prelucrate este α_y și nu α.

Unghiul α_x are numai rolul de a micșora zona de contact cu suprafața de așchiere, respectiv de a micșora frecarea și uzura cuțitului în planul *xx*.

Valorile optime ale unghiului α_y sînt : $\alpha_y = 6\ldots10°$ la strunjirea oțelului OL 60 și $\alpha_y = 5\ldots9°$ la strunjirea fontei Fc 20.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Granovski, G. L.* ș. a. Rezanie metalov. Moscova, Mașghiz, 1954.
[2] *Diacenko, P. E.* ș. a. Calitatea suprafețelor la prelucrarea metalelor prin așchiere (traducere din limba rusă). București, Editura tehnică, 1954.
[3] *Lăzărescu, I.* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.
[4] *Vulf, A. M.* Rezanie metalov. Moscova, Mașghiz, 1963.
[5] *Duca, Z.* Așchierea metalelor, vol. I. București, litografiat, 1956.
[6] *Arșinov, V. A.* ș. a. Rezanie metalov i rejușcii instrument. Moscova, Mașghiz, 1964.
[7] *Enache, Șt.* Calitatea suprafețelor prelucrate. București, Editura tehnică, 1966.

CZ 621.436.12.03.

Studiul variaţiei coeficienţilor de debit pentru unele canale şi ferestre de la motoarele în doi timpi

Ing. Marcel GUTMAN – Institutul politehnic–Iaşi

Cantităţile de gaze arse evacuate, precum şi cantităţile de încărcătură proaspătă introduse în cilindrii motoarelor în doi timpi pentru o diferenţă de presiune dată şi un anumit timp-secţiune al organelor de distribuţie, depind în mare măsură de formele constructive ale acestor organe.

În calcule se consideră formele constructive ale acestor organe prin introducerea coeficienţilor de debit μ, care se exprimă prin relaţia cunoscută [1].

$$\mu = \varphi_v \cdot \varphi_c,$$

în care: φ_v este coeficientul de corecţie a vitezei teoretice; φ_c — coeficientul de contracţie a secţiunii.

Valorile indicate în literatura de specialitate pentru coeficienţii de debit se deosebesc mult între ele. Astfel, autorii recomandă $\mu = 0{,}23 \div 0{,}9$ pentru ferestrele de evacuare şi $\mu = 0{,}31 \div 0{,}9$ pentru ferestrele de baleiaj [2]. Variabilitatea destul de mare a valorilor coeficienţilor de debit μ se explică în primul rînd prin dependenţa lor de mai mulţi factori (compresiunea curentului de gaze, frecare, schimbul de căldură), care la rîndul lor depind de unele elemente constructive ale ferestrelor şi motorului, de regimul de lucru, de faza procesului de evacuare sau baleiaj; în al doilea rînd, domeniul larg propus pentru coeficienţii μ se datoreşte faptului că unii autori dau valori insuficient verificate sau chiar arbitrare.

Din cele arătate se observă necesitatea completării valorilor coeficienţilor de debit în funcţie de sistemele constructive, căderea de presiune, poziţia pistonului etc., pentru ca erorile introduse în calcule să fie cît mai mici posibil. De asemenea, evidenţierea interdependenţei dintre aceste valori şi formele şi dimensiunile constructive ale canalelor şi ferestrelor ar ajuta constructorii de motoare la alegerea soluţiilor optime din punctul de vedere al curgerii gazelor.

Pentru a reliefa aceste considerente se prezintă în continuare rezultatele privind determinarea coeficienţilor de debit ale unor canale şi ferestre.

Astfel, pornind de la forma constructivă a canalului de baleiaj al cilindrului motorului 2S–9, redat în figura 1, s-a încercat în scopul îmbunătăţirii curgerii, să se stabilească legătura dintre valorile coeficienţilor de debit μ şi diferitele modificări constructive aduse acestui canal. În acest scop s-au confecţionat patru variante constructive de canale, modificîndu-se razele de curbură din interiorul canalelor (tabela 1). Variantele 1, 2 şi 3 sînt arătate în figura 2; la varianta 4 (fig. 3) secţiunile prin interiorul canalului şi secţiunea de ieşire sînt identice cu cele ale canalului prototip. Secţiunea canalului prototip are laturile

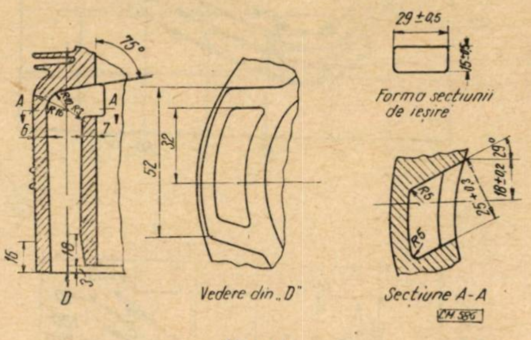


Fig. 1

Tabela 1

Nr. de ordine al canalului	R_1 mm	R_2 mm
1	0	10
2	6	15
3	10	20
4	8	35

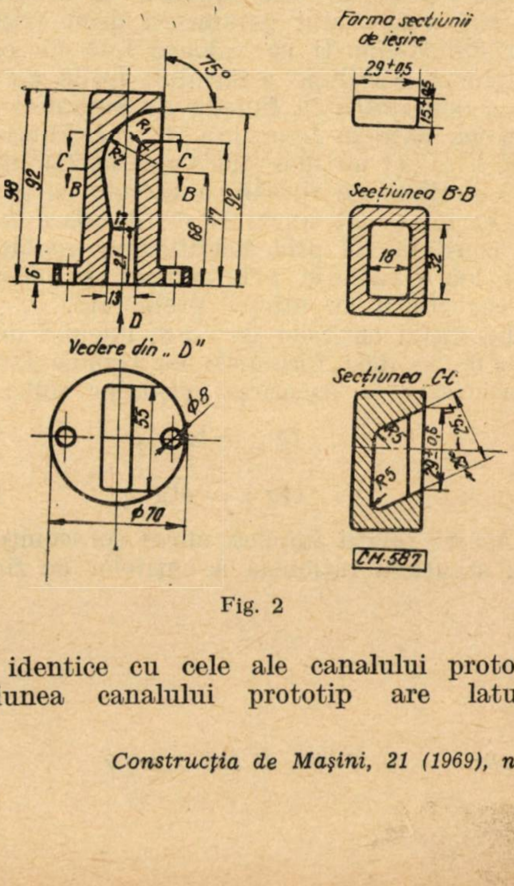


Fig. 2

curbilinii, secţiunile celor patru canale avînd laturile drepte şi paralele. Această modificare nu duce la influenţe vizibile asupra coeficientului μ.

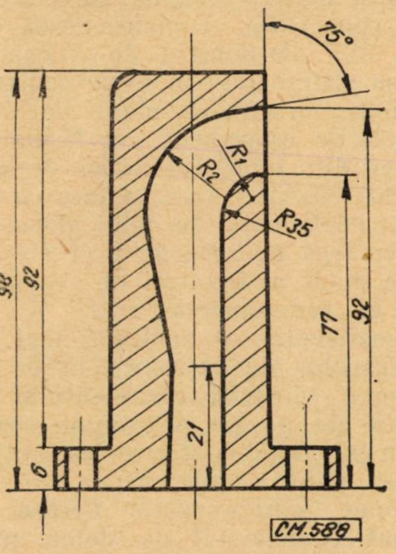


Fig. 3

Măsurile au fost efectuate cu ajutorul instalaţiei experimentale redate în figura 4 (*1* — compresor ; *2* — rezervor tampon ; *3* — rezervor ; 4 — diafragmă ; *5* — flanşă pentru fixarea canalelor şi cilindrilor), utilizînd aer comprimat de la o staţie industrială de compresoare. Coeficienţii de debit s-au calculat cu relaţia

$$\mu = \frac{G_r}{G_t},$$

în care G_r este debitul real măsurat cu ajutorul diafragmei, iar G_t debitul teoretic. Experienţele s-au efectuat la diferite valori ale presiunii p_2 cuprinse între 0,13 at şi 0,87 at, evacuarea aerului făcîndu-se în atmosferă.

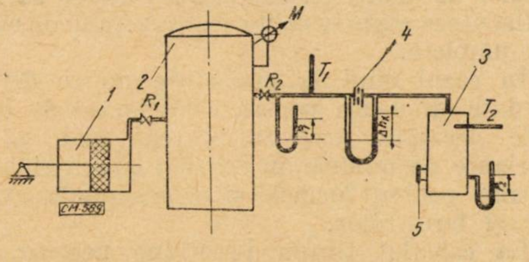


Fig. 4

În figura 5 este redată variaţia coeficientului de debit μ în funcţie de presiunea p_2, pentru canalul de baleiaj al cilindrului motorului 2S—9 şi pentru cele patru canale derivate, numerotarea corespunzînd numărului de ordine al canalului. Din examinarea acestor curbe se constată următoarele :

— valorile coeficienţilor de debit se modifică o dată cu modificările constructive ale canalelor ;

— pentru variantele constructive de canale studiate, influenţa cea mai mare asupra coeficientului de debit o au razele de curbură R_1 şi R_2 ;

— valorile coeficienţilor de debit cresc o dată cu creşterea presiunii p_2.

Evident că pentru o cît mai bună optimizare a coeficientului de debit ar fi necesară studierea acestuia pe mai multe variante constructive. Astfel, o bună corelare între razele R_1 şi R_2 şi celelalte dimensiuni duce — în cazul canalului studiat — la o curgere cu pierderi mai reduse în interior şi la o contracţie minimă la ieşirea din canal.

Trebuie menţionat însă că aceste experienţe s-au făcut static şi pentru deschiderea maximă a orificiului de ieşire a canalului. Deoarece coeficientul de debit îşi modifică valoarea în timpul funcţionării motorului în funcţie de poziţia pistonului, au fost efectuate experienţe, de asemenea static, asupra canalelor de baleiaj ale cilindrului prototip, pentru anumite poziţii ale pistonului. Aceste experienţe au evidenţiat creşterea coeficientului de debit o dată cu micşorarea secţiunii de ieşire, pentru o anumită valoare a presiunii p_2. Pentru o deplasare a pistonului care a dus la obturarea orificiului de ieşire al canalului de baleiaj pe o porţiune de 53% din înălţima sa, coeficientul de debit obţinut la presiunile $p_2 = 0,218$ at şi at $p_B = 766$ mm Hg are valoarea 0,7, deci înregistrează o creştere de 31,6% faţă de valoarea corespunzătoare deschiderii maxime. Această creştere a coeficientului de debit în funcţie de gradul de obturare a ferestrei de baleiaj de către piston, pentru o anumită valoare a presiunii p_2 s-ar putea explica prin

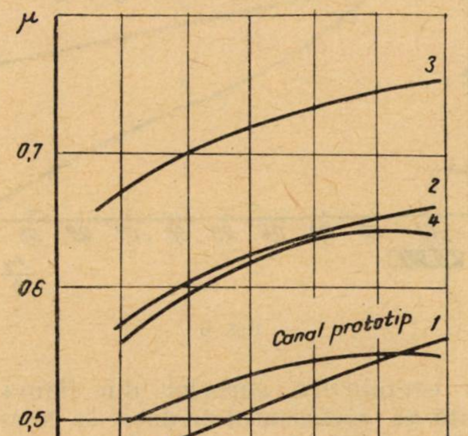


Fig. 5

micşorarea pierderilor la curgerea fluidului prin interiorul canalului, o dată cu micşorarea debitului, şi prin creşterea coeficientului de contracţie la ieşirea din fereastră, o dată cu micşorarea secţiunii de ieşire. Cu toate că nu s-au efectuat experienţe, se poate totuşi afirma că şi în timpul deplasării pistonului — adică pentru deschideri variabile ale ferestrelor de baleiaj — îşi vor păstra superioritatea; în ceea ce priveşte coeficienţii de debit, canalele cu coeficienţi de debit mari la deschiderile maxime ale orificiului de ieşire, deoarece aceste canale comportă pierderile cele mai reduse.

Au mai fost efectuate experienţe statice privind variaţia coeficientului de debit al ferestrei de evacuare de la cilindrul motorului 2S—9, pentru diferite poziţii ale pistonului, în funcţie de presiunea aerului din interiorul cilindrului.

În figura 6 sînt redate variaţiile coeficientului de debit în funcţie de gradul de obturare al ferestrei de evacuare, pentru cazul în care evacuarea s-a făcut direct în atmosferă — curba *1* — şi pentru cazul în care evacuarea în atmosferă s-a făcut prin intermediul tobei de eşapament — curba *2*. Pentru trasarea acestor curbe s-au executat experienţe la presiuni p_2 cuprinse între 1,120 şi 1,625 at, iar debitul teoretic s-a calculat în ambele cazuri în ipoteza că evacuarea se face direct în atmosferă.

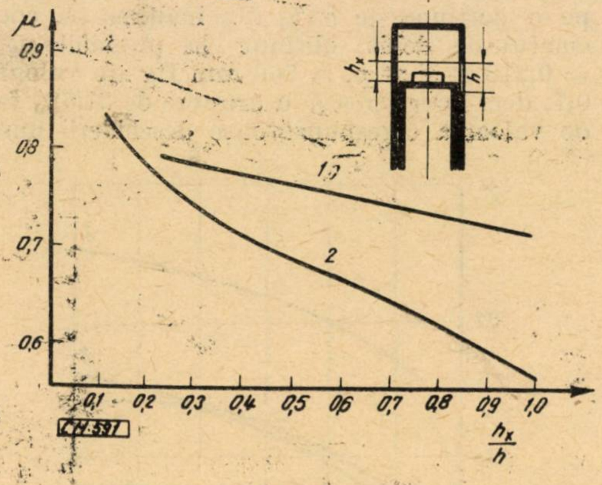


Fig. 6

Din examinarea curbelor din figura 6 se constată că coeficientul de debit se micşorează o dată cu mărirea secţiunii de trecere descoperită de către piston şi că valorile coeficienţilor de debit pentru cele două situaţii studiate tind să se apropie o dată cu micşorarea secţiunii de trecere. Pentru prima constatare sînt valabile explicaţiile date anterior, cînd s-a studiat variaţia coeficientului de debit al canalelor de baleiaj în funcţie de mărimea secţiunii de ieşire a acestuia. În ceea ce priveşte a doua constatare, se menţionează că la deschideri mici ale ferestrei de evacuare şi debitul ce se scurge este mai mic pentru anumite presiuni p_2; ca urmare, pierderile la scurgerea prin toba de eşapament vor fi mai mici, iar presiunea din interiorul tobei de eşapament va fi mai scăzută. Aceasta face ca la deschideri mici coeficientul de debit global al evacuării să crească mai repede decît creşte coeficientul de debit al ferestrei de evacuare.

Deşi la funcţionarea reală a motorului aceşti coeficienţi se modifică mai ales datorită pulsaţiilor de pe conducta de evacuare, cunoaşterea variaţiei coeficientului de debit în funcţie de poziţia pistonului, aşa cum rezultă din experienţele statice, este utilă pentru adoptarea valorilor necesare la calculul timpilor-secţiune (corespunzător fiecărei faze trebuie luat coeficientul de debit adecvat) şi pentru aprecierea ferestrei de evacuare şi a tobei de evacuare din punctul de vedere al curgerii în regim permanent.

Concluzii. La alegerea formelor constructive ale canalelor de baleiaj pentru motoarele în doi timpi cu baleiaj prin carter trebuie preferate canalele care duc la valorile optime ale coeficienţilor de debit, cu condiţia ca astfel să nu se influenţeze negativ calitatea procesului de evacuare-umplere.

În cazul cînd la proiectare nu se dispune de date suficiente pentru coeficientul de debit, este necesară experimentarea mai multor variante de modele, în vederea găsirii soluţiilor optime pentru formele şi dimensiunile canalelor şi ferestrelor.

La calculul timpului-secţiune necesar, trebuie să se adopte valorile corespunzătoare ale coeficientului de debit pentru faza procesului la care se referă calculul, deoarece acestea variază atît în funcţie de poziţia pistonului, cît şi în funcţie de diferenţa de presiune sub care se efectuează curgerea.

Coeficienţii de debit ai canalelor studiate cresc o dată cu creşterea presiunii p_2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mateescu, C.* Hidraulica. Bucureşti. Editura de stat didactică şi pedagogică, 1961.

[2] *Glagolev, N. M.* Procesele de lucru ale motoarelor cu ardere internă. Traducere din limba rusă. Bucureşti, I.D.T., 1954.

CZ 621.974.4–85–218

függesztett váze

Fundaţie suspendată pe arcuri pentru ciocanul pneumatic de 160 kgf

Dr. ing. Virgil MOLDOVAN – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Traian CANTA – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Viorel POP – Institutul politehnic–Cluj

Maşinile de forjat şi în mod special ciocanele, prin caracterul lucrului lor, reprezintă o sursă de şocuri care trebuie avută în vedere, în mod deosebit, datorită efectelor nocive asupra obiectelor din jur. Astfel, asupra clădirilor produc efecte dăunătoare manifestate prin fisuri în tencuială şi ziduri, vibraţii la geamuri etc.

Utilajele care lucrează în apropierea ciocanului sînt afectate de vibraţiile transmise solului de către ciocan şi în măsura în care aceste utilaje sînt de mare precizie, sau prevăzute cu dispozitive şi aparatură sensibilă, prezenţa acestora este evident de nedorit. În anumite situaţii (de exemplu, ciocane de mare precizie sau prevăzute cu aparatură specială pentru lucru după program) însuşi maşina generatoare de vibraţii poate suferi efectele lor nefavorabile.

Nu trebuie trecut cu vederea faptul că în prezenţa vibraţiilor uzura maşinilor este mai mare şi că toate fenomenele arătate, în caz de rezonanţă, se amplifică putîndu-se ajunge la situaţia distrugerii unora dintre organele maşinii.

S-a lăsat în ultimul loc influenţele nefavorabile pe care le au vibraţiile asupra omului, tocmai pentru a le sublinia importanţa. Aparatul auditiv al acestuia şi în ultima instanţă întregul sistem nervos este solicitat de vibraţii fără a mai considera efectul negativ al acceleraţiei şi vitezei. Toate acestea adăugîndu-se la condiţiile de temperatură ridicată şi praf ce există uneori în jurul ciocanelor, determină o oboseală prematură a omului şi evident scăderea randamentului respectiv.

Se consideră că argumentele sumar arătate în cele de mai sus, duc în mod cert la concluzia necesităţii diminuării efectelor vibraţiilor ciocanelor la un minim posibil. Unul din factorii asupra căruia se poate acţiona cu succes în acest sens este fundaţia ciocanului şi modul ei de aşezare pe stratul elastic.

În prezent, dintre posibilităţile de aşezare a fundaţiilor pe lemn, pîslă, plută, cauciuc sau arcuri se preferă acestea din urmă datorită avantajului mare care îl au şi anume de a diminua valoarea vibraţiilor transmise de la ciocan la sol pînă la 10–15%.

Soluţiile constructive de aşezare a fundaţiilor pe arcuri pot fi : prin aşezarea cutiilor cu arcuri sub fundaţie sau prin aşezarea cutiilor cu arcuri la suprafaţă şi suspendarea fundaţiei ciocanului de acestea. Soluţia a doua are avantajul accesibilităţii la cutiile cu arcuri, ceea ce dă posibilitatea intervenţiei ori de cîte ori este necesar, fără dificultăţi (de exemplu reglarea săgeţii arcurilor, înlocuire de arcuri etc.).

În cele ce urmează se prezintă observaţiile făcute în legătură cu o asemenea fundaţie suspendată pe arcuri, proiectată pentru un ciocan de 160 kgf tip „Înfrăţirea" — Oradea.

Pentru calculul forţelor statice şi dinamice precum şi al amplitudinii mişcării, s-a procedat după principiile clasice arătate în literatura de specialitate [1], [2], [3],[4]. Astfel, datele principale ale fundaţiei sînt :

— greutatea blocului fundaţiei, $G_f = 16$ tf;

— viteza berbecului în momentul ciocnirii, $V_0 = 5{,}7$ m/s;

— viteza şabotei după lovitură, $V_1 = 0{,}7$ m/s $V_2 = 0{,}088$ m/s;

— frecvenţa oscilaţiilor proprii ale fundaţiei, $n_0 = 90$ min;

— aşezarea elastică a fundaţiei s-a făcut pe opt cutii cu arcuri, fiecare cutie avînd cîte nouă arcuri;

— arcurile au fost executate din sîrmă de oţel tip Arc 3 STAS 795–62.

Dimensiunile arcurilor sînt : diametrul spirei, $D = 120$ mm, diametrul sîrmei, $d = 14$ mm ; numărul spirelor active, $n = 8$; săgeata arcului în stare montantă, $f = 105$ mm ; săgeata arcului în stare de funcţiune (în momentul lovirii) $f = 114$ mm.

Deplasarea fundaţiei în urma loviturii $A_2 = 0{,}0089$ m [2] se află în limite admisibile.

Pentru cutiile de arcuri s-a ales soluţia constructivă ce rezultă din figura 1. Plăcile inferioare şi superioare s-au executat prin turnare din Fc 25, STAS 568-61. Şuruburile şi piuliţele s-au executat din OL 38, STAS 500-63.

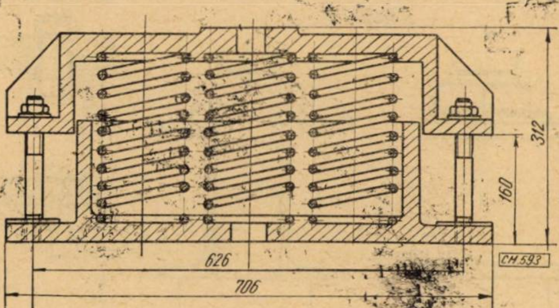


Fig. 1

Aşezarea arcurilor în cutii s-a făcut ca în figura 2. Amplasarea cutiilor cu arcuri şi prinderea blocului de fundaţia de cutii rezultă din figura 3 şi figura 4.

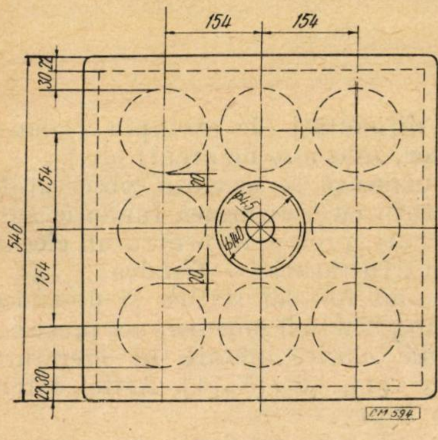

154
154
30
22
546
154
154
20
20
Ø145
Ø140
22
30
CM 594

Fig. 2

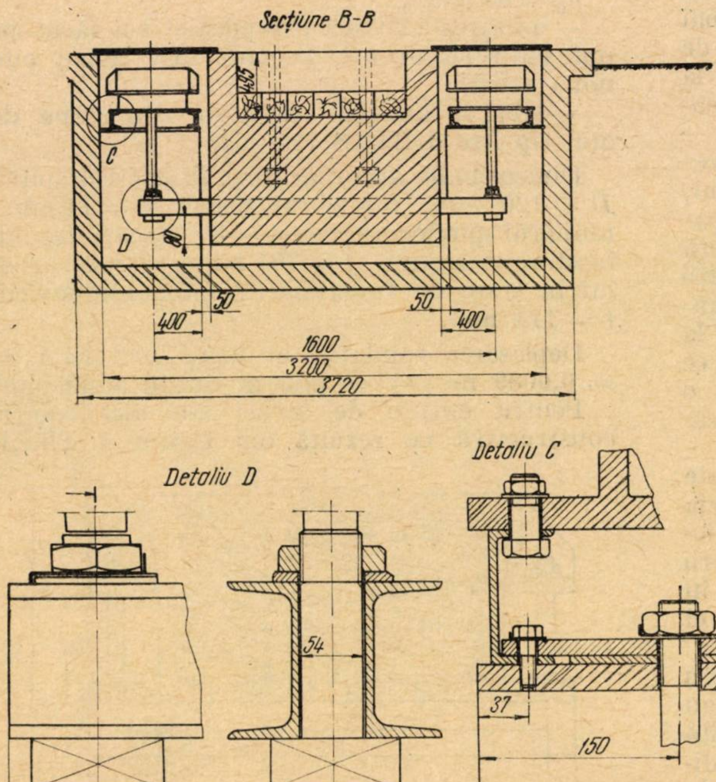

Secţiune B-B
C
D
400
50
50
400
1600
3200
3720
Detaliu D
54
75
CM 595
Detaliu C
37
150

Fig. 3

Cutiile cu arcuri sînt aşezate pe grinzi din oţel profil U10 STAS 564-63. Prinderea grinzii de fundaţie s-a realizat prin intermediul unor plăci de oţel (OL 38) şi a unor şuruburi (fig. 3).

Blocul de fundaţie este suspendat pe cutiile de arcuri prin intermediul unor grinzi U 12, STAS 564-63, prinse în masa blocului la turnarea acestuia din beton, şi al unor tije de suspendare executate din OLC 45 STAS 880-60.

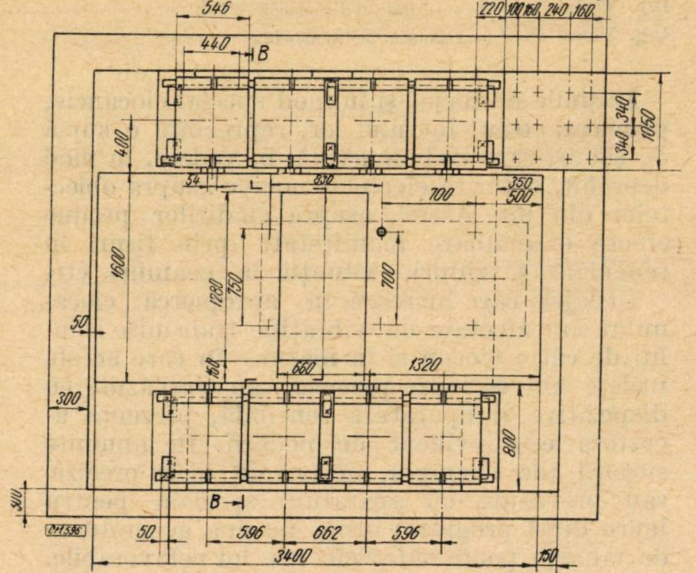

800
546
440
B
220
100
160
240
160
400
340
340
1050
54
350
500
700
1600
1280
750
700
50
660
1320
300
800
B
CM 596
50
596
662
596
3400
150

Fig. 4

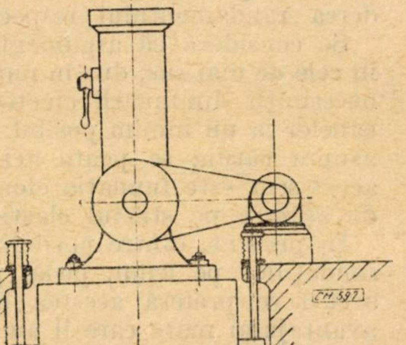


Fig. 5

Detaliul de prindere a tijelor de suspendare de grinzile blocurilor de fundaţie rezultă din figura 3.

Şabota este aşezată pe fundaţie prin intermediul unui strat elastic de lemn cu o grosime de 150 mm, format din grinzi de stejar. Aria suprafeței de așezare a fundației pe grinzi este de 0,85 m ². Calculul de rezistență al stratului elastic arată că este suficient.

În urma măsurărilor executate în funcționare, cu ajutorul unui tastograf, s-a înscris curba de oscilație a fundației constatîndu-se că amplitudinea maximă a oscilațiilor este de 8 mm, deci în conformitate cu calculul. Totuși în practică, s-a constatat că această valoare a amplitudinii este prea mare, deranjînd muncitorii care lucrau cu ciocanul, ceea ce denotă că valorile indicate [2] pentru deplasarea fundației sînt prea mari pentru categoria aceasta de ciocane.

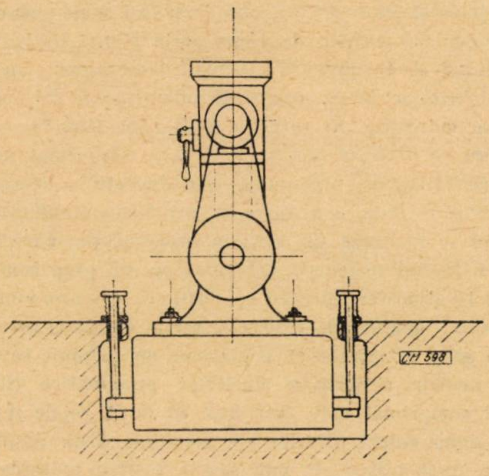


Fig. 6

S-a procedat în consecință la o reducere a valorii amplitudinii (la circa jumătate), prin reglarea săgeții arcurilor. Acest lucru a fost ușor de realizat prin manevrarea șuruburilor de strîngere a capacelor cutiilor de arcuri ușor accesibile. S-a mai propus uzinei în care funcționează acest ciocan încă o variantă de soluționare a problemei prin reducerea valorii săgeții arcurilor în limitele arătate. Aceasta se poate realiza ușor prin introducerea unor arcuri suplimentare în interiorul celor existente.

De asemenea, în exploatarea ciocanului și fundației s-a observat o ușoară mișcare de tangaj pe diagonală, datorită tracțiunii din cureaua de transmisie a motorului electric, motor așezat în afara părții oscilatorii a fundației (fig. 5). Acest tangaj s-a redus simțitor prin reglarea arătată a săgeții arcurilor. Totuși, pentru viitor, se propune ca în asemenea situații să se renunțe la această alternativă de așezare a motorului electric și să adopte o soluție ca în figura 6 în care motorul se așază împreună cu ciocanul pe blocul de fundație.

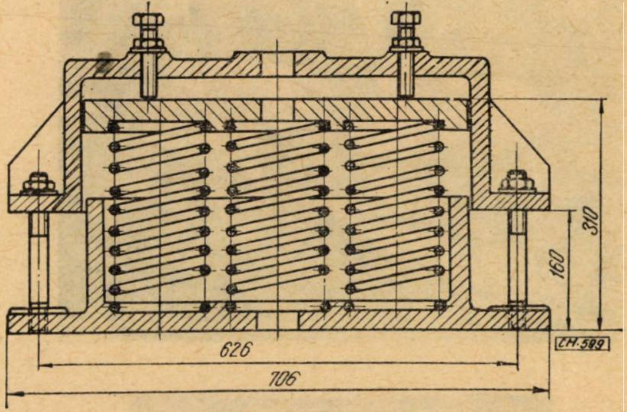


Fig. 7

Așezarea motorului se poate face prin intermediul unui eșafodaj realizat dintr-o construcție metalică, care poate fi realizată economic, putîndu-se pune de acord sub aspect estetic cu întreg ansamblul ciocanului. Se poate avea în vedere și prinderea directă a motorului pe ciocan.

În acest fel, se consideră că tangajul va fi eliminat complet.

De asemenea, pentru o reglare mai ușoară a săgeții arcurilor, se propune o soluție constructivă pentru cutiile cu arcuri ca în figura 7.

BIBLIOGRAFIE

[1] *E. Rausch* — Maschinenfundamente Z. VDI. 95,1953.
[2] *Gh. Buzdugan* ș. a. — Fundații de mașini — București Editura tehnică 1958.
[3] *V. Moldovan* — Utilajul secțiilor de forjă — București Editura tehnică 1965.
[4] ××× — Mașinostroenie vol. 1 și 14 — Moskova, Mașghiz, 1948.
[5[××× — Cartea mașinii ciocanului de 160 kgf. Uzinele Înfrățirea — Oradea.

Documentare

Utilaje cu aer comprimat în ateliere auto (Compressed Air in Garage Workshops) de Olov Wahlberg, Atlas Copco AB-Stockholm.

Dezvoltarea impetuoasă a automobilismului pretutindeni a necesitat o substanţială modificare a metodelor şi utilajului atelierelor de reparaţii. Una dintre cele mai afectate direcţii în acest fel a fost aceea a utilajului pneumatic.

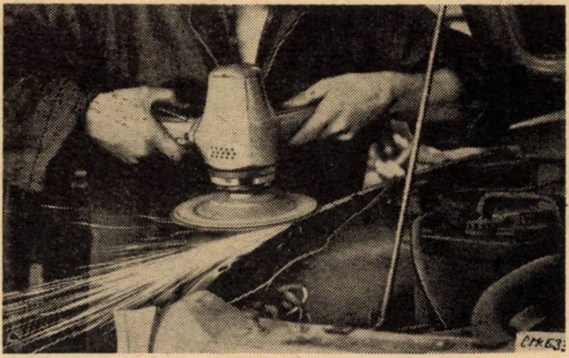


Fig. 1

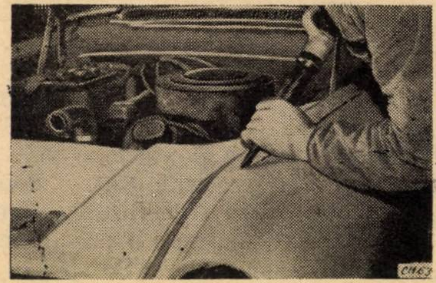


Fig. 2

În afară de servicii ca acelea pentru anvelope, aparate de ridicat şi instalaţii de gresat, s-au dezvoltat scule pneumatice speciale pentru lucrările de tinichigerie (fig. 1 şi 2), vopsitorie (fig. 3 şi 4), precum şi pentru demontarea s-au montarea diferitelor piese, organe şi subansamble ale automobilului ca motor (fig. 5), roţi (fig. 6) şi altele (fig. 7).

În ceea ce priveşte consumul de aer comprimat necesar acţionării utilajelor, precum şi alte operaţii ca de exemplu curăţirea şi uscarea, s-a ajuns ca, printr-un aranjament raţional să se realizeze un consum moderat de energie. De pildă, a devenit suficientă echiparea cu un grup compresor de circa 10 atmosfere, pentru operaţiile de gresare, umflare a anvelopelor, aparate de ridicat şi altele similare, precum şi încă un grup compresor cu o presiune de refulare ceva mai redusă pentru acţionarea uneltelor pneumatice (fig. 8).

Aerul comprimat este distribuit în două reţele separate pentru două valori diferite ale presiunii. Este posibilă şi folosirea unor trasee cît mai scurte pentru evitarea unor pierderi mari.

Reţelele au prevăzute numeroase prize accesibile, prevăzute cu cuplaje rapide realizabile pentru conectarea sculelor pneumatice.

În reţeaua de joasă presiune, fiecare priză se divide astfel, încît un racord să livreze aer cu lubrifiant dintr-un aparat de pulverizare a acestuia din urmă necesar pentru ungerea sculelor, iar al doilea racord să livreze aer curat, necesar de pildă pentru suflarea pieselor în vederea curăţirii lor.

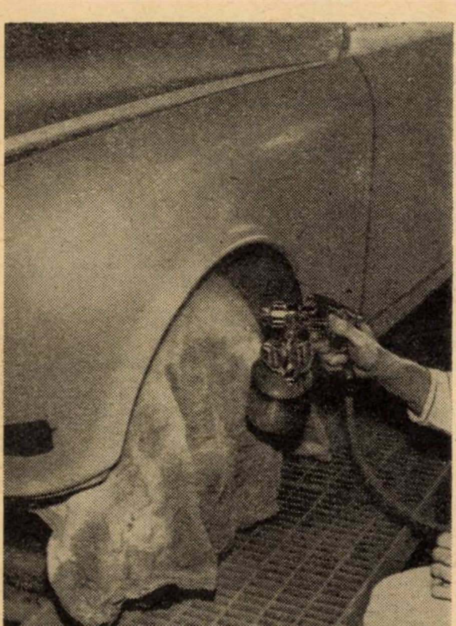


Fig. 3

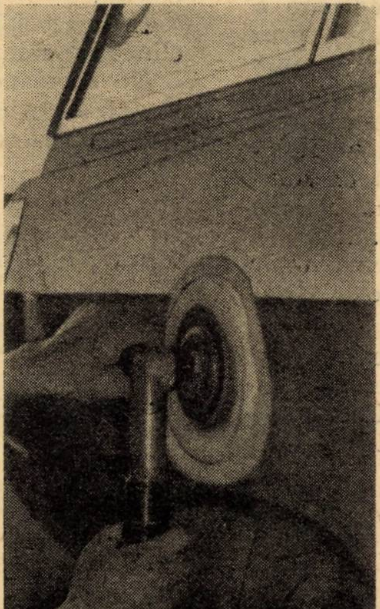


Fig. 4

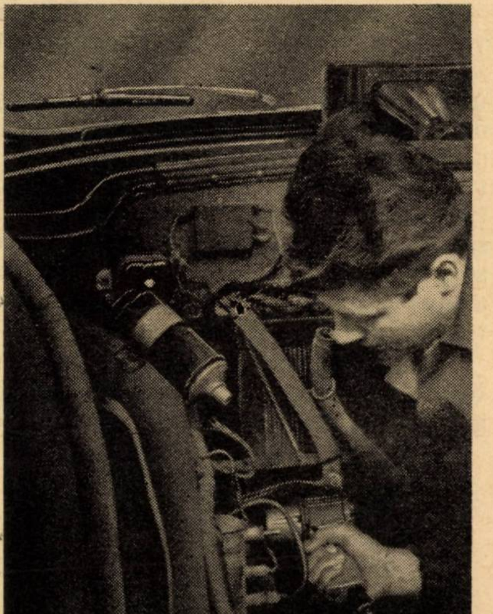


Fig. 5

Într-un atelier cu 25 scule pneumatice de diferite capacități și cu 10 prize pentru suflare, consumul total de aer ar fi de irca 15 m³/min dacă sculele ar fi folosite continuu. Datorită nsă faptului că durata conectării fiecărei scule la rețea (ra-orduri) este extrem de scurtă debitul necesar în realitate este de numai 2,5 m³/min. În figura 9 se arată relația constatată dintre debitul necesar de aer pentru un atelier de reparații și consumul total de aer al tuturor sculelor pneumatice disponibile în acest atelier.

S. M. M.

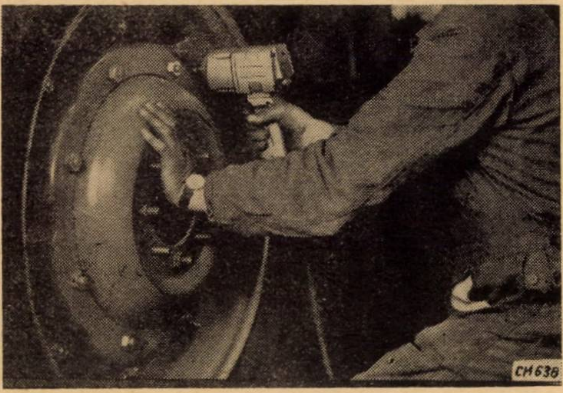


Fig. 6

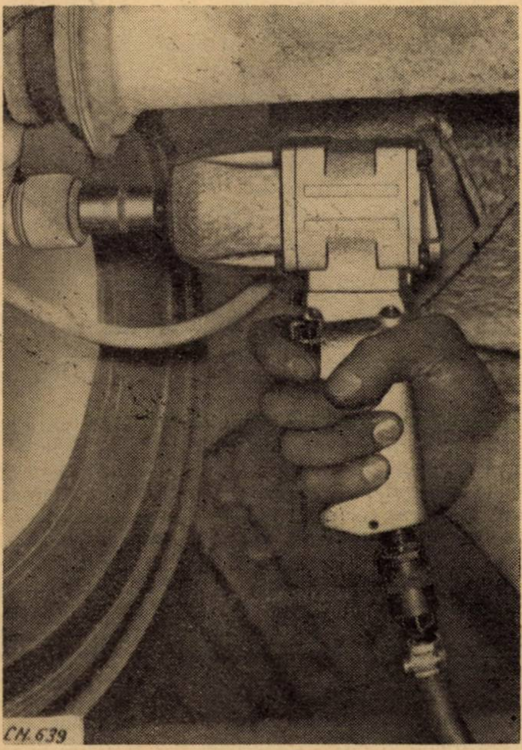


Fig. 7

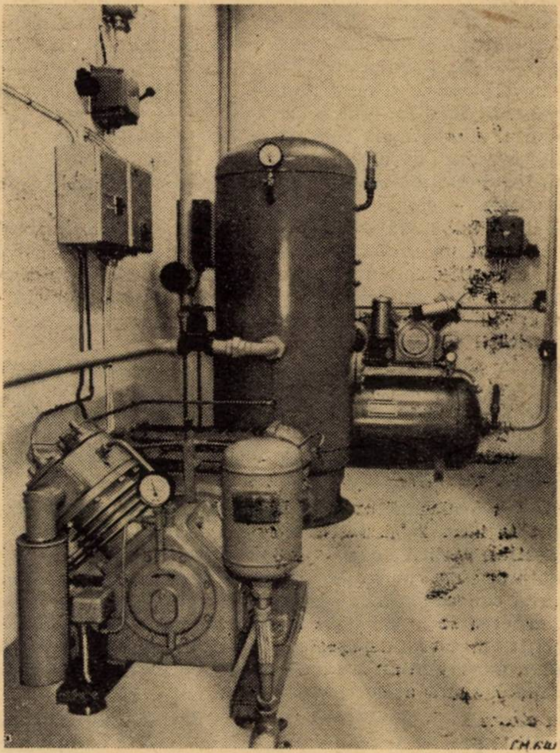


Fig. 8

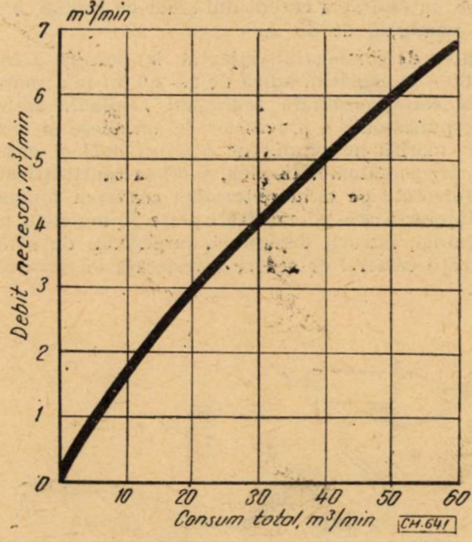


Fig. 9

Asigurarea pornirii la rece a motorului diesel 4CSP 8,5/11-3. V. L. Kuperşmidt, ş. a. În: Sudostroenie, nr. 4, 1969.

În legătură cu satisfacerea cerinţelor impuse şalupelor de salvare prin Convenţia internaţională asupra protecţiei omului şi prin Registrul Maritim al U. R. S. S., s-a realizat modernizarea motorului diesel în patru timpi cu patru cilindri tip 4CSP 8,5/11-3. Caracteristicile tehnice ale acestui motor sînt următoarele: puterea nominală la flanşa reductorului-inversor, la 1500 rot/min — 23 CP; alezaj —80 mm; cursa pistonului — 110 mm; rapoartele de transmitere ale reductorului-inversor la mersul înainte — 1,565; 2,158; 2,947; greutatea motorului uscat cu dispozitiv de suspensie şi reductor-inversor —500 kg.

Pe lîngă îmbunătăţirea echipamentului electric de pornire s-a prevăzut un dispozitiv special pentru pornire manuală. Acest dispozitiv, acţionat prin două manete de 2—4 mecanici, cuprinde o transmisie cu lanţ şi roată dinţată cuplată cu coroana dinţată a volantului, precum şi elemente de asigurare a securităţii mecanicilor.

Pînă la efectuarea modernizării, motorul putea fi lansat cu ajutorul echipamentului electric, fără utilizarea unei instalaţii de preîncălzire, la temperaturi ambiante mai mari de 8°C. Pentru a evita necesitatea instalaţiei de preîncălzire la temperaturi ambiante coborîte pînă la — 15°C, s-au luat mai multe măsuri.

Astfel, a fost mărit avansul la injecţie, avansul optim fiind stabilit la 23...25°C. La avansuri mai mari, cantitatea de combustibil aprinsă de la bujia incandescentă nu poate amorsa rapid arderea cantităţii principale de combustibil, datorită nivelului coborît de temperaturi şi presiuni; la avansuri mai mici, arderea se prelungeşte în destindere. În ambele cazuri momentul motor nu depăşeşte momentul rezistent, astfel încît pornirea motorului nu are loc sau se produce după o funcţionare îndelungată a electromotorului.

S-a ales o bujie incandescentă tip SND 100 B2, ce nu este influenţată practic de temperatura de la sfîrşitul comprimării. Pentru a limita căderea de intensitate a curentului din circuitul bujiei incandescente, la acţionarea electromotorului, s-a recurs la scurtcircuitarea unei rezistenţe suplimentare. Ca urmare, intensitatea curentului scade cu numai 5 A sub valoarea nominală de 45 A.

Cantitatea de combustibil injectat la pornire a fost stabilită la 60—80 mg/ciclu, adică de 2—2,6 ori mai mare decît cantitatea corespunzătoare regimului nominal. Îmbunătăţirea corespunzătoare a proceselor de aprindere şi ardere se datoreşte măririi numărului de picături mici şi accelerării reacţiilor premergătoare. În plus, sporirea cantităţii de combustibil injectate pe ciclu determină creşterea momentului motor. Majorarea acestei cantităţi peste 80 mg/ciclu nu este recomandabilă, întrucît depunerea surplusului de combustibil pe pereţii camerei de ardere favorizează micşorarea temperaturii.

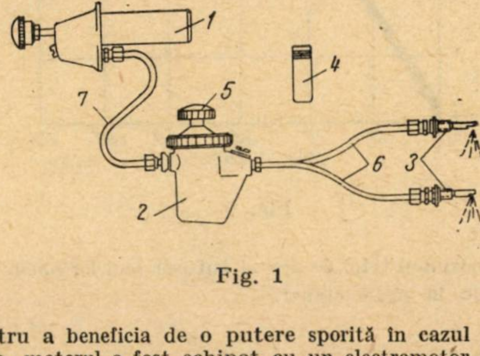


Fig. 1

Pentru a beneficia de o putere sporită în cazul pornirii la rece, motorul a fost echipat cu un electromotor ST 212 de 2,8 CP, în afara electromotorului ST 15, de 1,3 CP, din dotarea curentă. În sfîrşit, s-a trecut la folosirea uleiului AKZp — 6, cu variaţie mică a viscozităţii la temperaturi joase.

Pornirea la rece cu dispozitivul manual este condiţionată de decompresarea motorului şi utilizarea lichidului de pornire „Holod D—40”, cu temperatura de autoaprindere sub 100°C. Pentru injectarea acestui lichid, motorul a fost echipat cu un dispozitiv NAMI TPP—40Al (fig. 1). Dispozitivul cuprinde pompa de aer 1, carburatorul-amestecător 2 şi două duze 3 montate pe cele două colectoare de evacuare ale motorului. Înainte de executarea operaţiei, capsula 4 cu lichid de pornire este introdusă în camera carburatorului-amestecător şi perforată prin acţionarea ştiftului 5. La manevrarea pompei 1, aerul comprimat pătrunde în carburatorul-amestecător, amestecul format fiind dirijat prin conductele 6 către duzele 3.

G. Z.

Macarale cu dispozitiv de ghidaj pentru transmiterea încărcăturii în timpul balansului. A. M. Sedov. În: Sudostroenie, nr. 4, 1969.

La transmiterea încărcăturii dintr-un vas într-altul, balansul provoacă lovirea încărcăturii de punte sau de alte părţi ale vasului, în unele cazuri avînd loc chiar căderea încărcăturii peste bord. Pentru evitarea acestor neajunsuri, s-au construit şi încercat macaralele cu dispozitiv de ghidaj. Un astfel de dispozitiv, pentru o macara de 3,2 t, este prezentat în figura 1.

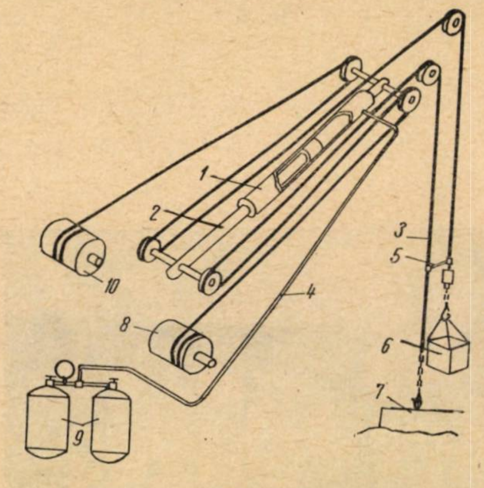


Fig. 1

Dispozitivul este prevăzut cu un amortizor pneumatic format din cilindrul 1 şi pistonul cu tijă 2. Buteliile de aer comprimat 9 pot fi aşezate pe braţul macaralei sau în afara acesteia, în orice caz, ele comunică cu camera superioară a cilindrului 1 prin conducta 4. Pierderile din sistemul pneumatic sînt compensate cu aer din butelii de rezervă sau de la compresorul vasului. Troliul 8 al dispozitivului este compus dintr-o tobă cu reductor planetar, un cuplaj, două frîne şi un electromotor. Slăbirea şi întinderea cablului de ghidaj 3 se realizează prin inversarea sensului de rotaţie al arborelui electromotorului. Limitarea rotirii tobei în timpul acestor operaţii este comandată de la un şalter fixat pe troliu. Înainte de coborîrea (sau ridicarea) încărcăturii 6 pe puntea 7 a unuia din vase se prinde de aceasta cîrligul cablului de ghidaj şi apoi se cuplează troliul 8. Aerul comprimat este introdus în cilindrul pneumatic după întinderea cablului de ghidaj. Troliul 8 este oprit cu ajutorul unui întrerupător automat cînd oscilaţiile pistonului pneumatic, provocate de balans, se produc în jurul porţiunii mediane a cilindrului 2. Cablul de manevrare a încărcăturii 6, trecut prin colierul de ghidaj 5, este acţionat de troliul 10.

La coborîrea punţii 7, datorită balansului, pistonul pneumatic se ridică în camera superioară a cilindrului, mărind presiunea aerului comprimat din cameră, ca urmare încărcătura se deplasează în acelaşi sens ca şi puntea 7. La ridicarea punţii 7, aerul comprimat comandă coborîrea pistonului, încărcătura acuzînd şi în acest caz o deplasare similară cu cea a punţii. Astfel, distanţa dintre încărcătură şi punte este menţinută cvasiconstantă în orice moment, corespunzător unei poziţii instantanee a troliului 10, ceea ce limitează influenţa balansului asupra operaţiilor de încărcare-descărcare.

Presiunea aerului comprimat din cilindru se alege în aşa fel încît forţa creată în cablul de manevrare a încărcăturii, la ridicarea punţii 7, să fie mai mare decît greutatea încărcăturii. Prin încercări, s-a stabilit că presiunea optimă este de 53 kgf/cm ^{2}, asigurînd o forţă în cablu de 1,6 ori mai mare decît greutatea încărcăturii. Pentru această presiune s-a constatat că abaterile distanţei dintre încărcătură şi punte, faţă de valoarea nominală de 50 mm, sînt de 5 — 10 mm.

G.Z.

Recenzii

R. MĂRDĂRESCU, V. HOFFMANN şi D. ABĂITĂNCEI. **Motoare pentru automobile şi tractoare.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968, 862 pag.

Lucrarea este organizată în două părţi, în care se tratează teoria şi respectiv calculul şi construcţia motoarelor cu ardere internă pentru automobile şi tractoare.

După un prim capitol ce cuprinde generalităţi (istoric, clasificare, cicluri teoretice), capitolul 2 prezintă probleme de termodinamică a motoarelor cu ardere internă şi anume cele referitoare la evoluţia gazelor reale şi semiideale în motoare.

Procesele reale din motoarele cu ardere internă sînt examinate în capitolul 3, în ordinea desfăşurării ciclului funcţional. Reţin atenţia din cuprins considerentele privind arderea, de exemplu cinetica arderii, teoria detonaţiei în motor, teoria dispersiei hidrodinamice.

Pentru calculul termic al motorului (capitolul 4) se propune o metodă bazată pe diagrame termodinamice ale ciclurilor, folosite în continuare şi la trasarea diagramei indicate. În încheierea capitolului se elaborează bilanţul energetic şi se dau noţiuni asupra presiunii medii şi puterii.

Capitolul 5 prezintă mărimile specifice ale motoarelor cu ardere internă. În capitol este inserat şi un paragraf referitor la încărcarea termică a motoarelor.

În capitolul 6 se tratează dinamica motoarelor. Elemente de cinematică a mecanismului bielă-manivelă sînt urmate de precizarea forţelor care acţionează în motor şi de echilibrajul acestuia, inclusiv cercetarea posibilităţilor de echilibrare a unor motoare pentru automobile şi tractoare.

Capitolul 7, cu care începe partea a doua, se ocupă de calculul şi construcţia organelor principale. După precizarea unor principii de construcţie a motoarelor de automobile, sînt abordate organele fixe. Menţionăm din paragraful respectiv elemente de calcul şi construcţie ale camerelor de ardere, probleme de lubrificaţie şi uzură a cilindrilor etc. În continuare se tratează organele mecanismului motor. O pondere însemnată este deţinută de arborele cotit: calculul în ipoteza împărţirii în grinzi discontinue, arborele cotit ca sistem static nedeterminat, verificarea la vibraţii de răsucire, solicitări rezultate, rezistenţa de formă.

Capitolul 8 se referă la problemele schimbării gazelor. Se prezintă astfel calculul secţiunii de trecere a gazelor, calculul şi construcţia organelor de distribuţie la motoarele în patru şi în doi timpi.

Capitolul 9 este consacrat alimentării motoarelor cu ardere internă. O dezvoltare mai amplă este dată paragrafului destinat carburaţiei şi carburatoarelor. În ultima parte a capitolului se examinează supraalimentarea mecanică.

Printre realizările constructive moderne arătate în capitolul 10 se remarcă motoarele cu piston rotativ. Analiza particularităţilor funcţionale ale acestor motoare include şi o teorie asupra etanşării.

După organe şi sisteme anexe (capitolul 11), lucrarea se încheie cu prezentarea caracteristicilor şi a metodelor de încercare ale motoarelor cu ardere internă (capitolul 12).

Lucrarea oferă un bogat material privind procesele funcţionale, construcţia şi calculul motoarelor cu ardere internă, în principal pentru cele utilizate în tracţiunea rutieră. Modul în care este elaborată, numeroasele date practice şi exemple de calcul pe care le conţine, conferă lucrării caracterul unui manual de înaltă ţinută, util studenţilor din învăţămîntul tehnic superior. În plus, lucrarea poate servi şi inginerilor proiectanţi şi constructori din domeniul motoarelor cu ardere internă.

Gh. Zătreanu

RAUL SEPTILICI, NICOLAE DUMITRESCU, VALERIU MATACHE, MIHAI POCORSCHI şi IOSIF RABINOVICI. **Controlul tehnic în construcţia de maşini şi aparate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1969, 400 p., 360 fig., 34 tab., 28 ref. bibl.

Întocmit de un colectiv de specialitate cu multă experienţă şi cunoştinţe practice şi teoretice, legat direct atît de construcţia de maşini prin institutele şi uzinele sale de aparatură, mecanică fină şi optică, cît şi de Direcţia generală de metrologie, standarde şi invenţii, manualul cuprinde în 17 din cele 20 capitole ale sale, toate elementele necesare desfăşurării activităţii de control dimensional în construcţia de maşini şi aparate. Al 18-lea capitol este consacrat mecanizării şi automatizării controlului, iar din ultimele două capitole, unul este destinat controlului proprietăţilor mecanice şi al defectelor metalelor şi celălalt metodelor statistice pentru analiza şi controlul preciziei în construcţia de maşini.

În primele două capitole sînt expuse bazele măsurărilor tehnice şi toleranţele şi ajustajele respective, aşa cum rezultă din normele şi standardele de stat în vigoare la noi, ca o pregătire prealabilă a personalului din controlul tehnic în construcţia de maşini căreia în primul rînd îi este adresată lucrarea. Nivelul expunerii, aplicaţiile şi completările tabelare incluse sînt însă suficiente pentru a face cartea foarte utilă şi pentru cei care vor să studieze prin învăţămînt, sau să folosească în compartimentele de documentare, studii şi proiectare multiple cunoştinţe, competent sintetizate în întreaga lucrare.

Desfăşurarea capitolelor 3...17, în care se expun metodele şi aparatura de măsurare şi control atît pe categorii de elemente, piese şi ansamble supuse verificării, cît şi pe categorii, genuri şi tipuri de aparate, permite localizarea rapidă a problemei în capitolul respectiv, iar exemplele date şi bogatul material ilustrativ şi tabelar disponibil permit rezolvarea fără ambiguităţi a problemei, chiar pentru un personal mai puţin experimentat în domeniul metrologiei.

O asemenea lucrare, care, în afara părţilor cuprinzătoare în care se expun metodele şi aparatele foarte actuale, sintetizează şi cea mai mare parte a materialelor apărute la noi şi în afară în cîteva manuale de bază, începînd cu opera de căpătîi „Toleranţe şi măsurări tehnice" a lui Aparin G.A. şi Gorodeşki, I. E., este prin ea însăşi o lucrare valoroasă. Prezenţa ei în biblioteca oricărui inginer, tehnician sau muncitor va constitui, în egală măsură, un material preţios de documentare şi un ajutor efectiv în rezolvarea oricărei probleme privind tehnica măsurării şi controlul calitativ în construcţia de maşini şi aparate.

Exprimarea foarte clară, prezentarea lapidară şi sugestivă chiar şi a părţilor mai dificile şi preocuparea continuă de a satisface exigenţele deosebite ale consultanţilor cu cele mai diferite niveluri de pregătire teoretică şi experienţă uzinală practică, sînt nu numai o dovadă în plus a competenţei autorilor şi a grijei deosebite cu care Editura tehnică s-a preocupat de realizarea acestui material ci şi argumente neîndoielnice pentru asigurarea succesului său.

Al Moga.

Cronică

Conferinţa de motoare cu ardere internă

Bucureşti, 1970

Academia Republicii Socialiste România organizează, în colaborare cu ministerele şi alte instituţii interesate, a 2-a Conferinţă republicană privind motoarele cu ardere internă, care va avea loc în Bucureşti în luna iunie 1970.

Această manifestare ştiinţifică urmăreşte realizarea unui larg schimb de experienţă între cercetătorii de specialitate, evidenţierea şi discutarea principalelor probleme de cercetare din domeniu, în vederea soluţionării lor în raport cu cerinţele producţiei, valorificarea optimă a rezultatelor studiilor efectuate.

Pentru asigurarea unui cît mai amplu schimb de păreri, s-a prevăzut participarea specialiştilor din străinătate. Manifestarea va constitui astfel un prilej de largă informare în exterior asupra lucrărilor valoroase efectuate în ţara noastră.

Conferinţa urmează să se desfăşoare în cadrul a trei secţii :

1. Procese energetice în motoarele cu ardere internă (cicluri termodinamice, evoluţiile ciclului real, arderea, formarea amestecului, supraalimentarea, combustibili etc.).
2. Probleme funcţionale şi constructive ale organelor motorului (cinematica şi dinamica mecanismelor motorului, echilibraj, vibraţii, dimensionare, uzură, ungere, comportare în exploatare etc.).
3. Aparate şi tehnici de măsură pentru motoarele cu ardere internă.

În cadrul acestor secţii urmează să se prezinte cercetări originale, care nu au fost publicate sau comunicate.

Detalii în legătură cu participarea (fişe de participare) se pot obţine de la :

Conferinţa de motoare cu ardere internă.
Institutul politehnic din Bucureşti — Rectorat, tel. : 13.94.40.
Str. Polizu nr. 1 — Bucureşti, Sectorul 8

Pe această cale ne adresăm cititorilor revistei Construcţia de Maşini, în vederea participării lor la această manifestaţie.

În vederea multiplicării, textul complet al lucrărilor ne este necesar pînă cel mai tîrziu la 1 noiembrie 1969.

Mai informăm că, pe lîngă şedinţele de comunicări ştiinţifice, programul Conferinţei prevede organizarea unor mese rotunde în centre ale industriei de motoare cu ardere internă din ţara noastră, unde se vor dezbate probleme de actualitate ale specialităţii şi se vor prezenta realizări recente din domeniul motoarelor cu ardere internă ale constructorilor din ţară şi din străinătate.

Un program special va fi organizat pentru doamne.

Mulţumim pentru contribuţia pe care sîntem încredinţaţi că o veţi aduce la această manifestare, contribuţie aşteptată cu interes şi plăcere.

PREŞEDINTELE COMITETULUI DE ORGANIZARE
Prof. dr. ing. George Bărănescu
Membru corespondent al Academiei R.S. România

A XV-a sesiune anuală de comunicări ştiinţifice a Institutului de energetică al Academiei R. S. România

Cu cea de-a XV-a sesiune anuală de comunicări ştiinţifice, ale cărei lucrări s-au desfăşurat între 14—16 mai a. c. Institutul de energetică al Academiei R. S. R. a intrat în al treilea deceniu de activitate, împrejurare care a conferit acestei sesiuni, în preajma sărbătoririi a 25 de ani de la eliberarea Patriei, o semnificaţie deosebită, marcată de caracterul festiv pe care l-a îmbrăcat şedinţa de deschidere. În cadrul acesteia, într-un referat general, rostit de acad. Remus Răduleţ, s-a prezentat contribuţia Institutului de energetică la dezvoltarea energeticii româneşti în anii puterii populare.

Concretizînd elementele care caracterizează activitatea Institutului de energetică în cei 20 de ani de existenţă, referatul general a subliniat ca fiind principale, următoarele : orientarea spre problemele primordiale ale energeticii româneşti şi tratarea acestora dintr-un punct de vedere unitar, corespunzător sarcinilor de dezvoltare ale întregii economii naţionale, trasate în documentele de partid şi de stat ; iniţierea unor cercetări care, pentru condiţiile ţării noastre, iar în unele cazuri chiar pe plan mondial, aveau, în momentul respectiv, un caracter de avangardă ; acordarea unei atenţii deosebite aspectelor economice specifice ramurii energeticii ; ridicarea nivelului profesional al cadrelor de energeticieni, atît din interiorul cît şi din afara institutului ; utilizarea unor metode şi mijloace de investigare cît mai moderne, inclusiv prin conceperea şi realizarea acestora din urmă cu posibilităţi proprii. Prin sesiunile sale de comunicări, prin manifestările ştiinţifice, organizate de regulă în colaborare cu alte unităţi, prin publicaţiile sale ca şi prin acţiunile cu caracter larg de introducere în practica energetică a ultimelor cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii, Institutul de energetică şi-a creat o puternică şi nemijlocită legătură cu practica. Toate acestea i-au permis să contribuie, într-o strînsă şi multilaterală colaborare cu beneficiarii, la rezolvarea unor importante probleme energetice ale departamentelor mari producătoare sau consumatoare de energie, ale celor care concep şi realizează agregate şi instalaţii energetice, ale organelor centrale de coordonare a activităţii economice.

Principalele rezultate obţinute în această rodnică activitate în cele patru direcţii în care pot fi structurate preocupările institutului, au făcut obiectul coreferatelor care au urmat şi care au scos, pe rînd, în evidenţă rolul Institutului de energetică în iniţierea şi dezvoltarea cercetărilor de economie energetică în ţara noastră, aportul său la adîncirea cunoaşterii ştiinţifice a proceselor din sistemele energetice şi elementele lor componente, contribuţia sa la dezvoltarea cercetării ştiinţifice în termoenergetică precum şi la adîncirea teoriei sistemelor automate.

Două remarcabile filme de scurt metraj, realizate de Studioul „Al. Sahia", în colaborare cu Institutul de energetică, au venit să întregească plastic imaginea activităţii de cercetare desfăşurată în laboratoarele sale.

În cursul desfăşurării sesiunii, au fost prezentate 63 de comunicări de specialitate. Aşa cum se poate constata din lista lucrărilor comunicate, cele 42 elaborate de cercetătorii institutului au oglindit unele din principalele rezultate obţinute în cursul anului 1968, în diversele ramuri ale energeticii, precum şi faptul că tematica sa — sprijinită pe o concepţie unitară asupra acestui domeniu de cercetare — a contribuit la concentrarea eforturilor depuse în diversele sale sectoare, spre un acelaşi scop : optimizarea proceselor instalaţiilor şi sistemelor energetice, ridicarea cercetării energetice la nivelul cerut de ritmul actual de creştere al economiei naţionale

Au fost prezentate comunicări care marchează contribuţia institutului la dezvoltarea teoriei sistemelor automate şi introducerea electronicii în energetică, precum şi la utilizarea modelelor analogice în cercetare, de exemplu :

— Model analogic al sistemului de injecţie sonic — M. Boiţă ;

— Hiperstabilitatea blocurilor discrete, liniare, autonome, anticipative. — S. Gheţaru ;

— Sinteza analitică a regulatorului optimal pentru o clasă de sisteme liniare cu argument întîrziat — D. Răsvan.

Au fost tratate chestiuni fundamentale ale electrotehnicii şi electroenergeticii, de la aspectele teoretice ale cîmpului electromagnetic, la cele de optimizare a structurii sistemelor energetice şi a funcţionării în condiţii optime a componenţilor sistemului electroenergetic naţional şi a acestuia în ansamblu, de exemplu :

— Optimizarea structurii sistemelor energetice prin programare neliniară asociată unor concepte nodale — E. Arie ;

— Studiul comportării liniilor de înaltă tensiune pe baza teoriei probabilităţilor — A. Avramescu, G. Drăgan ;

— Schematizarea regimului de funcţionare a centralelor electrice în modelele de programare liniară pentru optimizarea dezvoltării sistemului energetic — M. Petcu ;

— Transmitanţele şi conceptele nodale ale reţelei electroenergetice — H. Cristea ;

— Consideraţii asupra generalizării „Analizei Nodale" : Graful REI şi imaginea lui — P. Dimo.

Deşi Institutul de energetică se află la începutul investigaţiilor în domeniul transformării directe a energiei primare în energie utilă, aceste noi preocupări ale sale au fost reflectate într-un număr de comunicări care au marcat paşii pe care i-a făcut pînă în prezent. Un loc important l-au ocupat problemele de economie energetică, în primul rînd cele legate de perspectivele dezvoltării energeticii nucleare în ţara noastră, de exemplu :

— Reţele termice în regim variabil — R. Răduleţ, Al. Timotin, A. Ţugulea ;

— Procese de ionizare în flăcările de hidrocarburi — G. Bălănescu, Al. Dănescu, El. Dămăceanu ;

— Model pentru calculul evoluţiei procesului de ardere în focarul ciclon orizontal — N. Pănoiu, I. Carabogdan, St. Koşa, N. Popescu ;

— Procese de schimbare a încărcăturii la motoarele în doi timpi — C. A. Vasilescu, V. Pimsner ;

— Comportarea diverselor tipuri de motorină în motoare cu injecţie directă — S. Faur, St. Manea, I. Minea, I. Stefan, A. C. Vasilescu.

Sesiunea a cuprins numeroase lucrări din domeniul termoenergeticii, menite să conducă la o mai perfectă descifrare a mecanismului intim al procesului de ardere a combustibililor solizi, lichizi şi gazoşi, precum şi a unor importante fenomene şi procese din maşini şi instalaţii termice, de exemplu :

— Studiul unor noi clase de pile electrice — M. Marinescu ;

— Activitatea suplimentară a electrozilor de cărbune folosiţi drept catod într-o pilă de combustie — M. Marinescu, Şt. Doboş ;

— Metodă pentru stabilirea structurii industriei de combustibil nuclear în cadrul unui program de perspectivă — M. Berkovici, Al. Szmuka ;

— Model matematic pentru analiza eficacităţii ciclurilor de combustibil nuclear al reactorilor rapizi — reproducători, — C. Haiduc.

Este de remarcat că, în cadrul sesiunilor anuale de comunicări ale Institutului de energetică, numărul celor prezentate de specialişti din afara acestuia a sporit an de an, ajungînd la cea de-a XV-a sesiune, la 21, adică aproape dublu faţă de anul trecut. S-a creat astfel posibilitatea îmbogăţirii lucrărilor sesiunii cu experienţa energeticienilor din unităţi ale Ministerului Energiei Electrice, Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi ale altor ministere, din institute de învăţămînt superior şi din alte centre ale Academiei R. S. România.

Institutul va căuta şi în viitor să lărgească această participare, pentru a ilustra, în asemenea sesiuni, unele dintre principalele rezultate obţinute în activitatea de cercetare desfăşurată, indiferent în ce unităţi, de cît mai mulţi dintre energeticienii români.

Intervenţiile competente care au avut loc în cadrul sesiunii, observaţiile şi propunerile făcute pe marginea comunicărilor vor constitui, fără îndoială, un real ajutor în orientarea şi desfăşurarea activităţii institutului, în direcţia legării cît mai strînse de problemele dezvoltării materiale a României, participării cît mai eficiente la larga acţiune de utilizare a resurselor energetice de care dispune ţara noastră şi folosirii cît mai intense a potenţialului de cercetare, în vederea ridicării rezultatelor obţinute la nivelul ştiinţei şi a aplicării lor în producţie, aşa cum s-a angajat, într-o atmosferă entuziastă, colectivul institutului, în telegrama adresată la încheierea sesiunii, tovarăşului Nicolae Ceauşescu, Secretarul General al Comitetului Central al Partidului Comunist Român.

S. F.

Expoziţia industrială iugoslavă la Bucureşti

În a doua jumătate a lunii mai a. c. a avut loc la Bucureşti, în Complexul expoziţional din Piaţa Scînteii, Expoziţia industrială iugoslavă. La această expoziţie — a doua în ultimii cinci ani — care a ocupat o suprafaţă de 2 500 m² dintre care 1 700 m² în pavilioane, au participat 50 de firme exportatoare, reprezentînd 250 de unităţi producătoare, care au expus aici produsele lor aparţinînd aproape tuturor ramurilor industriale.

Expoziţia a oglindit stadiul de dezvoltare la care a ajuns industria acestei ţări, succesele obţinute, marile posibilităţi de dezvoltare a economiei iugoslave.

Printre exponatele înfăţişînd o largă şi variată gamă de produse ale industriei acestei ţări, un loc de frunte l-au ocupat produsele industriei constructoare de maşini şi ale metalurgiei prelucrătoare.

Astfel, dintre aceste exponate au reţinut atenţia : maşina de frezat universală pentru unelte ALG-100C, strungul revolver BRT-50, produse ale fabricii „Prvomajska" Zagreb, maşina de rectificat universală UCF-1500, produs al Turnătoriei de fier şi fontă maleabilă Kikinda, ferăstrăul cu bandă şi cel automat, produse „FAM" Novi Sad, maşina de rectificat supape şi maşina de alezat cilindri de motoare, cum şi alte maşini construite de fabrica „Progres" Zrenjanin.

De asemenea, în aer liber, au fost expuse alte numeroase realizări de seamă ale acestei importante ramuri industriale. Astfel, autoturisme au expus uzinele „Crvena Zastava" Kragujevac, maşini de construcţii — „Radoje Dakic", maşini de construcţii şi construcţii metalice Titograd, iar expozanţi ai maşinilor agricole au fost : „Pobeda", industria mecanică — Novi Sad, „Lemind", industria metalelor, Leskovac, „Morava", fabrica de maşini-Pozarevac, „OLT" turnătorie de fier şi fabrică de maşini-Osijek, „IMT", industria de maşini şi tractoare, Novi Beograd şi „Agrostroj" întreprindere de fabricaţie şi reparaţii generale pentru maşini agricole şi silvice — Ljubljjana, vehicule speciale pentru transportul produselor chimice a expus „Vatrosprem — Belgrad, iar motoare diesel şi agregate diesel electrice „Torpedo" — Rijeka.

Industria electrotehnică a fost prezentă printr-o bogată gamă de produse, cele de uz casnic ocupînd un loc de frunte, iar industria electronică s-a prezentat cu un sortiment variat de televizoare, receptoare radio, transmitoare etc. O gamă bogată de produse au prezentat şi întreprinderile de proiectare şi executare a instalaţiilor energetice şi industriale.

De asemenea şi celelalte ramuri ale industriei iugoslave (industria chimică, uşoară, alimentară etc.), au prezentat bogate sortimente de produse chimice, confecţii, textile, tricotaje, marochinărie, încălţăminte, articole alimentare şi altele.

Expoziţia iugoslavă organizată în anul acesta la Bucureşti s-a bucurat de un deosebit succes. Prin bogatul sortiment de exponate, unele dintre ele constituind ultimele realizări ale industriei iugoslave, ea a reţinut interesul şi atenţia atît a specialiştilor, cît şi a publicului larg, care a vizitat-o. Expoziţia a însemnat în acelaşi timp, un preţios schimb de experienţă între specialiştii celor două ţări în domeniul acestei importante ramuri a economiei, şi a adus o contribuţie de seamă la dezvoltarea schimburilor comerciale, la adîncirea colaborării şi cooperării dintre cele două ţări.

M. G.

Expoziţia Intreprinderii unionale „Maşinoexport"

La începutul lunii iunie a fost deschisă expoziţia de prospecte şi cataloage pentru utilajele exportate din Uniunea Sovietică prin Întreprinderea unională „Maşinoexport" una dintre cele mai mari întreprinderi pentru comerţul exterior din Uniunea Sovietică. Cu această ocazie, un număr însemnat de reprezentanţi ai întreprinderilor de comerţ exterior, ai ministerelor şi întreprinderilor industriale au avut ocazia să ia cunoştinţă de noile posibilităţi ale Întreprinderii „Maşinoexport", privind livrarea diferitelor utilaje ca :

— utilaje pentru forarea sondelor de ţiţei, de extracţie, turbobure, electrobure ;

— utilaje de prospecţiuni geologice şi aparate geofizice ;

— maşini de săpat, ridicat şi transportat ;

— utilaje metalurgice, construcţii metalice pentru furnale, topitorii, laminoare, maşini de trefilat ;

— maşini de construcţie, de concasare şi măcinare ;

— utilaje miniere şi utilaje pentru construirea de metrouri.

Maşinoexport livrează nu numai maşini şi utilaje, dar şi instalaţii şi linii tehnologice complexe ca :

— instalaţii de foraj „Uralmaş" — 125 BD" pentru sonde pînă la adîncimea de 4000 m ;

— excavatoare de săpat tranşee ETS-202, destinate pentru săparea şanţurilor cu secţiune dreptunghiulară, cu executarea concomitentă a drenajului de polietilenă sau asbociment ;

— excavatoare păşitoare ES-10/60, pentru executarea lucrărilor miniere la zi în industria cărbunelui, precum şi pentru executarea lucrărilor de săpături la marile construcţii hidrotehnice ;

— laminoare speciale pentru laminarea ţevilor cu pereţi subţiri, a sferelor, roţilor dinţate cilindrice şi a profilelor cu secţiune variabilă.

Programul de export al Întreprinderii unionale „Maşinoexport" cuprinde 15 000 maşini şi utilaje de diferite tipuri, produse de aproximativ 500 dintre cele mai mari întreprinderi sovietice.

Volumul total al livrărilor acestei întreprinderi de comerţ exterior reprezintă aproximativ 10% din întregul export de maşini şi utilaje înfăptuit de uniunile exportatoare de maşini tehnice ale Ministerului Comerţului Exterior al URSS. Astfel, Maşinoexport livrează anual peste 2000 excavatoare, 900 automacarale, 1400 maşini de încărcat, 290 unităţi de utilaj minier, 2700 tone cilindri de laminat etc.

Materialele publicitare expuse au dovedit creşterea ponderii maşinilor şi utilajelor în exportul total. Astfel, în anul 1969 numărul importatorilor s-a ridicat la 62 de ţări, faţă de 17 ţări în anul 1952, printre care se numără ţări din Europa, Asia, Africa şi America.

Expoziţia a oferit nu numai o imagine a nomenclatorului de produse exportate, dar a contribuit totodată şi la creşterea continuă a volumului tranzacţiilor şi la amplificarea relaţiilor comerciale dintre ţara noastră şi URSS.

E. Şt.

Sesiunea festivă jubiliară a Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor

Vineri 15 august a.c. în sala Institutului român pentru relaţiile culturale cu străinătatea, Bucureşti, a avut loc sesiunea festivă a Consiliului naţional al inginerilor şi tehnicienilor consacrată celei de a 25-a aniversări a eliberării patriei.

Luînd cuvîntul la deschiderea sesiunii, prof. ing. Constantin Dinculescu, membru corespondent al Academiei, preşedintele CNIT, a arătat că intelectualitatea tehnică din ţara noastră încearcă în prezent un sentiment de satisfacţie şi mîndrie patriotică pentru constribuţia sa la marile înfăptuiri ale orînduirii noastre socialiste. De asemenea, ceilalţi vorbitori au făcut ample expuneri despre realizările şi orientarea cercetării ştiinţifice în România, despre progresul tehnic în industria construcţiilor de maşini, precum şi despre rezultatele şi perspectivele în domeniul energeticii româneşti.

Cu privire la activitatea de cercetare ştiinţifică, s-a subliniat că cercetările teoretice întreprinse şi apariţia unor institute de proiectare, care au iniţiat şi coordonat activitatea de normare şi standardizare, stabilirea bazelor metrologice necesare încadrării produselor în parametrii proiectaţi, reglementarea într-o primă formă a activităţii de inventiiinovaţii şi o sumă de alte acţiuni conexe au creat premisele desfăşurării unei activităţi de cercetare menite să fundamenteze ştiinţific producţia unităţilor industriale ale principalelor ramuri ale economiei. Dintre realizările obţinute ca rezultat al activităţii de cercetare s-au menţionat programatorul digital utilizat pentru automatizarea, programarea şi repetarea ciclică a programării principalelor operaţii în gazcromatografie şi pentru comandă automată după program a operaţiilor în flux. De asemenea, s-au evidenţiat noile mărci de oţeluri cu caracteristici fizicomecanice superioare, cu conţinut redus de nichel, microaliate, inoxidabile, termostabile, electrotehnice etc., precum şi noile sortimente şi tehnologii pentru metale şi aliaje neferoase necesare în construcţia de automobile, tractoare, motoare diesel şi navale, instalaţii agricole şi miniere. Numărul aliajelor asimilate în ultimii ani în producţie a atins cifra de 36, pentru 170 repere turnate, laminate, extrudate, pe baza a peste 70 tehnologii noi. Printre alte realizări de importanţă deosebită s-au menţionat aparatul cu pendul orizontal de cuarţ, pentru determinarea componentei orizontale a gravitaţiei, şi aparatul laser cu gaz pentru măsurări interferometrice şi efectuarea de cercetări ştiinţifice cu aplicaţii în industrie. În domeniul construcţiilor de maşini, electrotehnicii, electronicii şi automaticii, s-au obţinut realizări care au făcut ca peste 60% din totalul numeroaselor utilaje asimilate în cincinalul actual să aibă la bază cercetarea şi concepţia proprie în special utilajul petrolier românesc cunoscut pe multe din pieţele mondiale şi maşinile unelte aşchietoare indigene, în construcţie unificată şi cu grad înalt de automatizare.

În expunerea făcută privind rezultatele obţinute ca urmare a introducerii progresului tehnic în industria construcţiilor de maşini din ţara noastră s-au menţionat două aspecte cu totul caracteristice etapei actuale de revoluţionar avînt tehnico-ştiinţific ce trebuie să fie în mod deosebit evidenţiate : pe de o parte evoluţia continuă a mijloacelor de producţie spre produse cu parametri de vîrf, cu caracteristici funcţionale calitativ diferite în raport cu produsele cunoscute anterior ; pe de altă parte accelerarea continuă a ritmului în care sînt promovate în producţia materială cuceririle ştiinţifice, viteza sporită cu care se promovează noul în tehnologie.

Studiile aprofundate, efectuate de specialiştii ramurii, au scos în evidenţă necesitatea orientării prioritare a industriei constructoare de maşini asupra unor obiective reprezentative pentru nivelul tehnic atins de industria contemporană a celor mai evoluate state.

Punerea în practică a acestor studii a avut o influenţă hotărîtoare în sensul trecerii pe o treaptă superioară de eficienţă a industriei constructoare de maşini. Progresele substanţiale realizate în domeniile electrotehnicii şi electronicii, producţiei de echipamente energetice şi fabricaţiei de maşini-unelte, precum şi în alte ramuri al căror dinamism tehnic este deosebit de accentuat, au adus structurii industriei noastre constructoare de maşini corectări caracteristice tehnicii contemporane de vîrf.

Organizaţia fabricaţiei în ţară de componente electronice, începută prin însuşirea unei tehnici cu totul noi, se dezvoltă în prezent prin asimilarea de noi componente pentru utilizări profesionale. În acelaşi timp se dă o atenţie deosebită fabricaţiei de aparatură electronică de uz industrial, aparatură electronică de măsură, aparatură electronică pentru scopuri medicale şi altele. În cursul acestui an în ţara noastră au început să se producă maşini de calcul electromecanic cu înregistrare şi maşini de calcul electronic cu afişaj, urmînd să se producă de asemenea primele serii de maşini electromecanice pentru contabilitate. În acelaşi timp se desfăşoară pregătirile pentru organizarea fabricaţiei calculatoarelor electronice şi a echipamentelor periferice aferente. Prin dezvoltarea prevăzută a producţiei de mijloace de calcul, industria noastră va fi în măsură să echipeze în mod preponderent atît instalaţiile complexe pentru conducerea automată şi optimizarea proceselor tehnologice, cît şi centrele de calcul pentru prelucrarea informaţiilor de gestiune şi conducere operativă, în cele mai diverse sectoare ale activităţii economice.

De asemenea, industria românească a reuşit ca într-un interval relativ scurt să asimileze nu numai un număr mare de tipuri de hidroagregate de putere medie, ci să treacă cu succes la fabricaţia agregatelor cu puteri dintre cele mai mari, care se situează la nivelul maximal al posibilităţilor tehnice mondiale. O contribuţie importantă la progresul tehnic în energetică o reprezintă realizarea în viitorul cincinal a primelor centrale electrice nucleare.

Progresul rapid al industriei construcţiilor de maşini este determinat în mare măsură de dezvoltarea bazei proprii de fabricaţie a maşinilor-unelte. Printre liniile directoare avute în vedere s-a acordat prioritate acelora care vor conduce la ridicarea pe o treaptă superioară a nivelului tehnic al maşinilor-unelte produse în ţară. Printre realizările obţinute se înscrie asimilarea fabricaţiei mai multor familii de maşini-unelte de dimensiuni mari (carusele, maşini orizontale de alezat şi frezat, freze portale), din care se vor livra în cursul acestui cincinal pentru dotarea internă şi pentru export peste o mie de bucăţi.

O altă particularitate care marchează progresul tehnic în industria de maşini-unelte o reprezintă trecerea la fabricarea unor maşini-unelte de precizie ridicată şi în acest sens s-a subliniat dezvoltarea prioritară a fabricaţiei de maşini de rectificat. Apreciind ca o adevărată revoluţie tehnologică rolul pe care încep să îl aibă maşinile-unelte cu comandă program numerică, în cadrul institutelor de specialitate se desfăşoară lucrări importante în acest domeniu.

Dintre realizările evidenţiate, obţinute în domeniul energeticii, s-a menţionat că puterea instalată în centralele termo- şi hidroelectrice a crescut de la 1780 MW, cît se producea în anul 1960, la 3260 MW în anul 1965 şi la 5600 MW în anul 1968, iar producţia de energie electrică a sporit faţă de anul 1960 de la 7650 MWh la 17500 MWh în 1965 şi la 27830 MWh în 1968.

În cursul decenalului de electrificare s-au construit linii electrice de transport de 110 kV în lungime de 2500 km; în şesenal li s-au adăugat 2700 km linii de 110 kV şi 1065 km linii de 220 kV, iar pînă în anul 1970 se vor adăuga încă 2000 km linii de 400 kV şi 220 kV şi 3700 km linii de 110 kV, acestea în afară de liniile de distribuţie. De asemenea, s-a realizat sistemul energetic al ţării, la care gradul de interconexiune al puterii centralelor a crescut de la 83%, în anul 1960, la peste 99% în acest an. Sistemul a fost dotat în 1967 cu un dispecerat naţional şi prevăzut cu un sistem centralizat de reglare automată frecvenţă-putere. Sistemul electroenergetic naţional permite ca, în cazuri de avarii sau revizii, centralele electrice interconectate să utilizeze o rezervă de putere comună. S-a mai evidenţiat că în cursul planului şesenal, producţia de cărbune a crescut pînă la 10,3 milioane, iar cea de ţiţei pînă la 12,57 milioane de tone pe an. Producţia de gaze naturale a crescut la 13 miliarde, iar cea de gaze de sondă la 4,41 miliarde metri cubi normali.

Dezvoltarea impetuoasă a energeticii în ţară va permite ca, pînă în anul 1980, consumul de energie primară să crească la 96—98 milioane tone combustibil convenţional, adică la nivelul de azi al consumului respectiv, pe locuitor şi an, în ţări ca Danemarca şi Republica Federală a Germaniei. De asemenea, consumul de energie electrică va creşte pînă în 1980 la 80—85 miliarde kWh, situînd ţara noastră printre cele mai înaintate state producătoare de energie electrică din lume.

Expunerile deosebit de interesante şi documentate prezentate în cadrul sesiunii festive a Consiliului naţional al inginerilor şi tehnicienilor au prilejuit celor prezenţi o trecere în revistă a realizărilor ştiinţei şi tehnicii româneşti, în ultimul sfert de veac, menţionîndu-se totodată perspectivele luminoase pe care le dschid patriei noastre traducerea în viaţă a istoricilor hotărîri adoptate de cel de al X-a Congres al P.C.R.

M.D.

A III-a conferinţă de combatere a zgomotului şi vibraţiilor

Bucureşti, 21—24 mai 1969)

Între 21 şi 24 mai 1969 s-au desfăşurat la Bucureşti lucrările celei de-a III-a conferinţe de combatere a zgomotului şi vibraţiilor, organizată de Academia Republicii Socialiste România prin comisia de acustică, în colaborare cu Ministerul Muncii, prin Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii (I.C.S.P.M.).

La această conferinţă au participat aproximativ 200 delegaţi din ţară şi 80 de peste hotare.

Cuvîntul de deschidere a fost rostit de către acad. E. Bădărău, preşedintele comisiei de acustică a Academiei Republicii Socialiste România şi preşedintele Comitetului de organizare, după care au urmat cuvîntările de salut ale conf. ing. Dudaş Tr., şeful inspecţiei de stat pentru protecţia muncii, adjunct al ministrului muncii, prof. dr. Luigi Pormeggiani, şeful diviziei de protecţie a muncii din cadrul B.I.T., şi dr. ing. Chiriţă Vasile, vicepreşedinte al Consiliului naţional al cercetării ştiinţifice.

În cadrul lucrărilor conferinţei s-au prezentat 64 referate şi comunicări, după cum urmează : 38 din ţara noastră, opt din R.D.G., patru din R.P.P., patru din R.P.U., trei din Franţa, două din R.P.B. şi cîte un referat prezentat de reprezentanţii Belgiei, R.F.G., R.S.C., R.S.F.I. şi U.R.S.S.

În prima zi a lucrărilor, după cuvîntările de salut rostite de către reprezentanţii oficiali, organizatori şi oaspeţi, s-au prezentat referate cu caracter general de către reprezentanţi din Italia, Franţa, R.D.G., R.F.G., R.P.U., U.R.S.S. şi din ţara noastră.

În referatul despre metodele de evaluare a efectului de jenă, datorit zgomotului, asupra vorbirii, susţinut de O. Ibba (Italia) este prezentat un studiu critic asupra metodelor actuale întrebuinţate pentru evaluarea efectelor de jenă datorite zgomotelor, studiu efectuat de Institutul de acustică din Roma, în colaborare cu alte institute din Italia.

În referatul privind zgomotele aeronautice, prezentat de P. Lienard (Franţa), au fost expuse caracteristicile generale ale zgomotului jeturilor libere, ale compresoarelor, ventilatoarelor, evaluarea jenei fiziologice şi reguli generale pentru diminuarea jenei la sol, procedee de decolare, traiectorii, avarii, acorduri internaţionale şi studii în curs de elaborare.

Referatul prof. W. Reichard (R.D.G.) a tratat o problemă dificilă, şi anume modul de măsurare şi apreciere a zgomotului în formă de impulsuri. Astfel, vîrfurile înalte ale conului de distribuţie a zgomotului în formă de impulsuri nu pot fi măsurate cu aparate obişnuite, ci cu aparatul de determinare a conului de zgomot cu impulsuri. Sînt prezentate de asemenea sistemele de interpretare şi limitele de măsurare respective, În referatele ţinute de delegaţii: K. Fitting (R.F.G.) T. Monori (R.P.U.) şi R. Filipov (U.R.S.S.), s-a prezentat activitatea, măsurile şi realizările privind combaterea zgomotului industrial în ţările respective.

În cele două referate prezentate de ţara noastră s-au expus rezultate şi perspective în combaterea zgomotului şi vibraţiilor în R.S.R.; de asemenea, activitatea şi realizările I.C.S.P.M. în domeniul zgomotului industrial.

În zilele de 22, 23 şi 24 mai a.c. lucrările conferinţei s-au desfăşurat pe trei secţii:

— Secţia I: Zgomotul şi vibraţiile în industrie.

— Secţia a II-a: Zgomotul şi vibraţiile la mijloace de transport. Zgomotul oraşului şi în clădiri.

— Secţia a III-a: Efectele nocive ale zgomotului şi vibraţiilor.

Dintre cele 19 referate şi comunicări prezentate la Secţia I necesită să fie relevate, în ordinea prezentării lor, următoarele:

Comunicarea ,,Asupra unei probleme extremale în dinamica autovehiculelor supuse la perturbaţii aleatoare'' în care autorii F. Dincă şi T. Sireteanu (R.S.R.) analizează, la un nivel ştiinţific ridicat, comportările deplasărilor şi vitezelor relative şi ale acceleraţiilor absolute medii pătratice în raport cu parametrii de care depind aceste maşini, în cazul în care se consideră că acţiunea drumului este descrisă de o funcţie aleatoare de un anumit tip. Problema analizată are caracter de noutate, cu perspective largi de aplicare în industria constructoare de mijloace de transport.

C. Lesueur (Franţa) în comunicarea sa ,,Atenuarea zgomotului la un reactor PVC de capacitate mare'' tratează problema reducerii zgomotului prin atenuarea vibraţiilor, utilizînd metoda echilibrării.

În studiu sînt indicate căile şi metodele de reducere a vibraţiilor la reactoarele cu o capacitate de 20 m^3, care conţin produse chimice în stare lichidă şi care, sub acţiunea temperaturii, presiunii şi agitării, se transformă în stare solidă.

La cele 12 reactoare studiate, la care s-au aplicat măsurile elaborate de autor, s-a redus modul iniţial al vibraţiilor de patru pînă la opt ori şi implicit şi zgomotul respectiv.

În comunicarea: ,,Solicitarea dinamică a planşeelor construcţiilor datorită războaielor de ţesut şi reducerea acestora prin vibroizolaţie'', G. Meltzer (R.D.G.) studiază cauzele producerii vibraţiilor periculoase ale planşeelor încăperilor războaielor de ţesut, construite pe mai multe niveluri. Autorul utilizează o metodă originală de calcul, şi anume studierea planşeelor sub aspectul admitanţei lor, ceea ce a permis să se obţină atenuări apreciabile ale nivelului de zgomot şi vibraţii.

Comunicarea susţinută de S. Czarnecki (R.P.P.), ,,Reducerea zgomotului turbionar în industrie'', abordează cauzele şi posibilităţile de reducere a zgomotului de natură aerodinamică ce apare în una dintre cele mai mari turnătorii din Polonia. Concluziile deduse au determinat reconstituirea instalaţiilor, ceea ce a dus la o reducere substanţială a zgomotului turbionar existent (circa 30 dB).

M. Grumăzescu (R.S.R.) în comunicarea sa: ,,Asupra mijloacelor de reducere a nivelului zgomotului în marile săli de lucru'' dezvoltă noile aspecte ale insonorizării acestor săli.

Pentru rezolvarea corectă a problemei, au fost luate în considerare o serie de factori, ca de exemplu: numărul de maşini existente în sală, care constituie surse sonore, caracteristicile de radiaţii ale acestora, modul de dispunere, în cuprinsul încăperii.

Importanţa acestei lucrări constă în aceea că reuşeşte să stabilească relaţii pentru calculul reducerii nivelului de presiune acustică, examinîndu-se eficacitatea fiecărei măsuri în parte.

În comunicarea ,,Insonorizarea marilor hale blindate utilizate în industria textilă'', autorii M. Grumăzescu. A. Stan şi E. Hărăstăşeanu (R.S.R.) au indicat soluţiile de reducere a zgomotului, în aceste tipuri de hale, prin utilizarea metodei clasice a fonoabsorbţiei, precum şi rezultatele satisfăcătoare obţinute.

Pentru prima dată s-a tratat într-o comunicare în acest domeniu problema aspectului tehnico-economic al soluţiilor de reducere a nivelului de zgomot în industrie, problemă tratată cu competenţă în comunicarea ,,Unele aspecte tehnico-economice privind combaterea zgomotului în industrie'', autori A. Stan şi M. Grumăzescu (R.S.R.).

Din studiile şi cercetările întreprinse în ţară şi străinătate precum şi din comunicările prezentate în cadrul Secţiei I, se desprinde necesitatea continuării cercetărilor în domeniul combaterii zgomotului şi vibraţiilor în industrie, după următoarele direcţii: reducerea nivelului de zgomot şi a vibraţiilor direct la sursă; reducerea vibraţiilor prin sisteme vibroizolante; reducerea zgomotului prin fonoizolaţie şi fonoabsorbţie; stabilirea eficienţei tehnico-economice a soluţiilor de combatere a zgomotului şi a vibraţiilor din industrie.

În Secţia a II-a s-au prezentat 20 de comunicări.

În comunicarea ,,Mijloace şi metode de cercetări acustice ale SNECMA'', R. Hoch şi T. Ozoll (Franţa) au prezentat mijloacele materiale şi metodele experimentale realizate pentru o mai bună cunoaştere a surselor generatoare de zgomot ale turboreactoarelor şi stabilirea principiilor constructive de motoare de avion mai puţin zgomotoase.

C. Puzyna (R.P.P.), în comunicarea ,,Rezultatele măsurărilor vibraţiilor acustice la vapoare de mare tonaj'', a prezentat cercetările efectuate pentru atenuarea zgomotului şi vibraţiilor pe vapoare cu tonaj mai mare de 15 000 tdw, prevăzute cu motor cu explozie, destinate pentru transportul materialelor în vrac. Rezultatele obţinute au demonstrat eficacitatea măsurilor preconizate de autor.

În comunicarea ,,Bazele proiectării autobuzelor insonorizate'', T. Kolya (R.P.U.) arată că frecvenţa de apariţie a componentelor generatoare de zgomot se poate determina numai pe cale stohastică. Sînt prezentate, de asemenea, metode matematice de calcul al vitezelor de oscilaţie ale elementelor caroseriei care acţionează ca surse de zgomot.

O problemă interesantă a fost aceea analizată în comunicarea ,,Contribuţii privind atenuarea zgomotului cu ajutorul ecranelor acustice'' de A. Stan (R.S.R.). Pe baza unui studiu teoretic au fost determinate expresiile atenuării date de un tip de ecran şi valorile corespunzătoare ale fiecărui cîmp acustic în parte. Valorile calculate cu ajutorul acestor expresii au fost în bună concordanţă cu valorile obţinute prin măsurări acustice.

În general se apreciază că, în cadrul lucrărilor din Secţia a II-a, s-au dezbătut o serie de probleme interesante ca de exemplu: amplasarea şi funcţionarea aeroporturilor, combaterea zgomotului şi vibraţiilor la nave, interiorul automobilelor, autocamioanelor, autobuzelor, combaterea zgomotului în spaţiile de circulaţie urbană, în interiorul locuinţelor etc.

Din discuţiile purtate a rezultat necesitatea continuării cercetărilor în domeniul combaterii zgomotului şi vibraţiilor la clădiri şi la mijloacele de transport. Trebuie să se acorde o mai mare atenţie pe viitor dezvoltării tehnicii de măsurare a infrasunetelor, studiului privind utilizarea ecranelor acustice, cercetărilor efectuate pe modele cu ajutorul ultrasunetelor etc., de a căror dezvoltare eficientă depinde, în mare măsură, ridicarea nivelului cercetărilor actuale în acest domeniu.

În Secţia a III-a s-au prezentat 17 comunicări privind efectele produse de zgomote şi vibraţii.

Astfel, în comunicarea ,,Investigaţii asupra pierderii acuităţii auditive la muncitorii din chesoane'', I. Lang. I. Rozsahegyi, T. Tarnoczy (R.P.U.) au prezentat studiile întreprinse asupra acuităţii auditive la 432 muncitori chesonieri, dintre care la 350 cazuri s-au constatat, ulterior, pierderi de diferite grade ale auzului.

M. Dieroff (R.D.G.), în comunicarea ,,Unele probleme speciale privind scăderea acuităţii auditive produsă de zgomotele industriale sub formă de impuls'', abordează un domeniu nou, şi anume acela al acţiunii nocive a zgomotului industrial, sub formă de impuls, asupra organului auditiv.

În comunicarea: ,,Problemele adaptării oboselii şi traumatismului acustic profesional'', colectivul L. Teodorescu, M. Leibovici, E. Stratulat, I. Cernea, R. Costinescu (R.S.R.) dezbate o problemă importantă de profilaxie individuală, Studiul a fost întreprins între anii 1964—1968 şi s-a axat asupra efectelor nocive ale zgomotului industrial asupra organului auditiv.

Colectivul G. Cădariu, C. Aniţesiu, A. Conţulescu (R.S.R.). în comunicarea: ,,Cercetări experimentale asupra unor reacţii biochimice produse de sunete cu frecvenţe de 500 şi 1 000 Hz", prezintă o metodologie originală pentru diagnosticarea influenţei novice a zgomotului.

Din comunicările prezentate în cadrul Secţiei a III-a a rezultat interesul manifestat de medici de diferite specialităţi, psihologi şi fizicieni, de a colabora pentru determinarea cît mai exactă a efectelor nocive ale zgomotului şi vibraţiilor asupra organismului uman şi de a găsi cele mai bune soluţii de remediere.

P. Teodorescu şi *A. Darabonţ*

Tîrgul de toamnă de la Leipzig — 1969

În ziua de 12 august a.c. Reprezentanţa comercială a Ambasadei R.D. Germane la Bucureşti a organizat o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii Tîrgului de toamnă de la Leipzig, care va avea loc între 31 august şi 7 septembrie 1969. În expunerea făcută, directorul general al Tîrgului, Kurt Schmeisser, a subliniat că Tîrgul de toamnă din acest an reprezintă un eveniment economic internaţional de o deosebită importanţă, prilejuit în special de cea de-a 20-a aniversare a R.D. Germane. Dezvoltarea dinamică a potenţialului economic şi tehnico-ştiinţific al R.D. Germane şi lărgirea relaţiilor economice internaţionale au făcut în mod obiectiv necesară extinderea şi modificarea structurală a Tîrgului de toamnă de la Leipzig, a cărui suprafaţă a crescut de la 145 000 m², cît a avut pînă în anul 1968, la 210 000 m².

Extinderea suprafeţei şi modificările structurale ale Tîrgului au deschis noi posibilităţi pentru dezvoltarea relaţiilor economice prin participarea în acest an a unui număr de 6 500 expozanţi din 55 de ţări, precum şi economişti, tehnicieni şi experţi din 80 de ţări.

Spre deosebire de anii trecuţi, din punct de vedere structural, Tîrgul va prezenta o combinaţie a branşelor maşinilor-unelte, chimiei, maşinilor de prelucrare a lemnului şi vehiculelor rutiere, precum şi a branşelor bunurilor de consum. Complexul pe branşă al produselor chimice pentru industrie cuprinde 21 de ţări. Din punctul de vedere al suprafeţei, complexul cuprinde în acest an 15 800 m², cu peste 5 000 m² mai mult decît în anul trecut. Expozanţi din 14 ţări prezintă maşini-unelte şi maşini de prelucrare a lemnului pe o suprafaţă de 2 600 m². Firme din 16 ţări prezintă, în mai multe hale ale Tîrgului şi în aer liber, autovehicule şi vehicule rutiere destinate în special transporturilor de persoane şi mărfuri, precum şi piese şi accesorii pentru autovehicule pe o suprafaţă de 26 000 m², cu peste 9 000 m² mai mare decît în anul precedent.

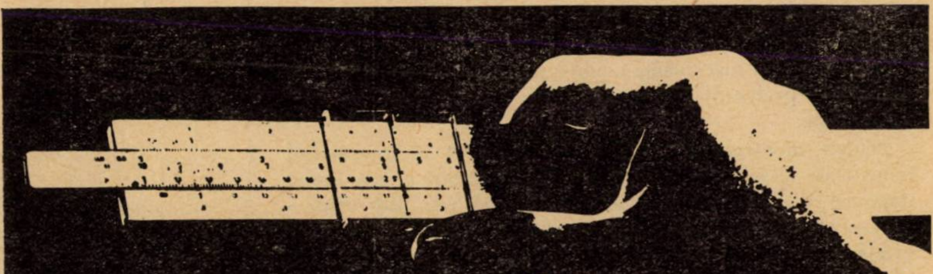
Ţara noastră, care participă pentru a 34-a oară la Tîrg, ocupă o suprafaţă de 1 300 m², de două ori mai mare decît în anul precedent. Dintre produsele cele mai importante expuse menţionăm : maşinile-unelte şi de prelucrare a lemnului, diferite autovehicule, produse ale industriei chimice, produse textile şi confecţii, unele produse ale industriei alimentare, mobile şi diferite case prefabricate, produse de editură şi discuri etc.

Tîrgul de toamnă de la Leipzig din acest an, la care vor participa un număr de peste 3 000 de expozanţi din R.D. Germană, va pune în evidenţă succesele remarcabile pe care această ţară le-a obţinut în ultimele două decenii în perfecţionarea şi dezvoltarea industriei şi întregii economii, realizări care o plasează în rîndul celor mai dezvoltate state industriale ale lumii.

În legătură cu manifestările ce vor avea loc la Tîrgul de toamnă din acest an, reţine atenţia organizarea expunerii unor teme tehnico-ştiinţifice de către cadre specializate pentru a mijloci participanţilor informaţii concrete şi la obiect. Una dintre aceste manifestări constă în organizarea simpozionului internaţional ,,Lubrifianţi şi tehnica ungerilor". Expozanţii din ţară şi de peste hotare, precum şi institutele ştiinţifice, prezintă aproape 100 de conferinţe informaţionale despre exponate şi procedee tehnologice moderne.

Prin participarea numărului crescînd de state şi sporirea gamei de produse ce sînt prezentate la Tîrgul de toamnă de la Leipzig din acest an, se deschid noi posibilităţi pentru intensificarea şi lărgirea colaborării şi relaţiilor economice între statele şi organizaţiile comerciale participante.

M.D.



Turaţia optimă

nu poate fi realizată întotdeauna cu motoarele obişnuite

În cazul cînd este necesară o turaţie între 1,6 şi 400 rot/min, există pentru intervalul de putere de la 0,12 la 7,5 kW o soluţie simplă şi sigură : folosirea motoarelor cu reductor VEM.

Asamblate într-o carcasă compactă din fontă cenuşie, motorul şi angrenajul formează o unitate de forţă, cu posibilităţi universale de amplasare.

Motoarele cu reductoare VEM sînt echipate cu roţi cilindrice cu dinţi înclinaţi, pentru rotire pe dreapta şi stînga.

Se livrează şi ca motor monofazic în cazul în care lipseşte sursa de curent trifazat.

VEM

VEM-ELEKTROMASCHINENWERKE DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Exportator:

Elektrotechnik

EXPORT-IMPORT

VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK-
DDR 104 BERLIN CHAUSSEESTRASSE 111 112

Cei interesaţi se pot adresa la :

Biroul tehnico-comercial
DIA Elektrotechnik bei der HPA
Ambasada R.D.G. din R.S.R.
Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti

Gala de filme tehnico-documentare japoneze

Recent a avut loc la Bucureşti o interesantă gală de filme tehnico-documentare japoneze, prezentate de firmele NIPPON KOKAN ŞI MARUBENI-Iida & Co intitulate : ,,Industria în Japonia'', ,,Construcţii navale pentru viitor'', ,,Producţia de oţel'' şi ,,Două săptămîni în Japonia''. Firma NIPPON KOKAN, înfiinţată în anul 1912, este actualmente una dintre cele mai mari firme japoneze în domeniile : oţelărie (capacitatea anuală circa 10 000 000 tone), construcţii navale (circa 500 000 tone), instalaţii industriale. Firma MARUBENI — Iida & Co, înfiinţată în anul 1859, este situată printre primele trei mari firme japoneze.

În cuvîntările rostite şi în filmele prezentate s-au evidenţiat rezultatele deosebit de importante, obţinute de Japonia în ultimele două decenii, în dezvoltarea industrială şi economică. Realizările înregistrate în sectoarele de bază ale economiei au făcut ca volumul producţiei unor ramuri industriale să se situeze printre primele locuri în lume. În materialele şi documentările prezentate s-a menţionat că, deşi Japonia este deficitară în surse de materii prime, rezultatele obţinute în domeniul dezvoltării industriale au fost posibile datorită introducerii pe scară largă a unor procedee tehnologice avansate, automatizării complexe şi totale, care au cuprins cele mai de seamă ramuri industriale, precum şi lărgirii relaţiilor comerciale cu alte ţări. Aceasta a dus la obţinerea unor indici înalţi de creştere a volumului producţiei globale a Japoniei, care ocupă locul 3 în lume. Rezultate remarcabile au fost obţinute în domeniul construcţiilor navale care se află pe locul I în lume, iar producţia de ţesături de bumbac şi lînă ocupă locul al II-lea în lume.

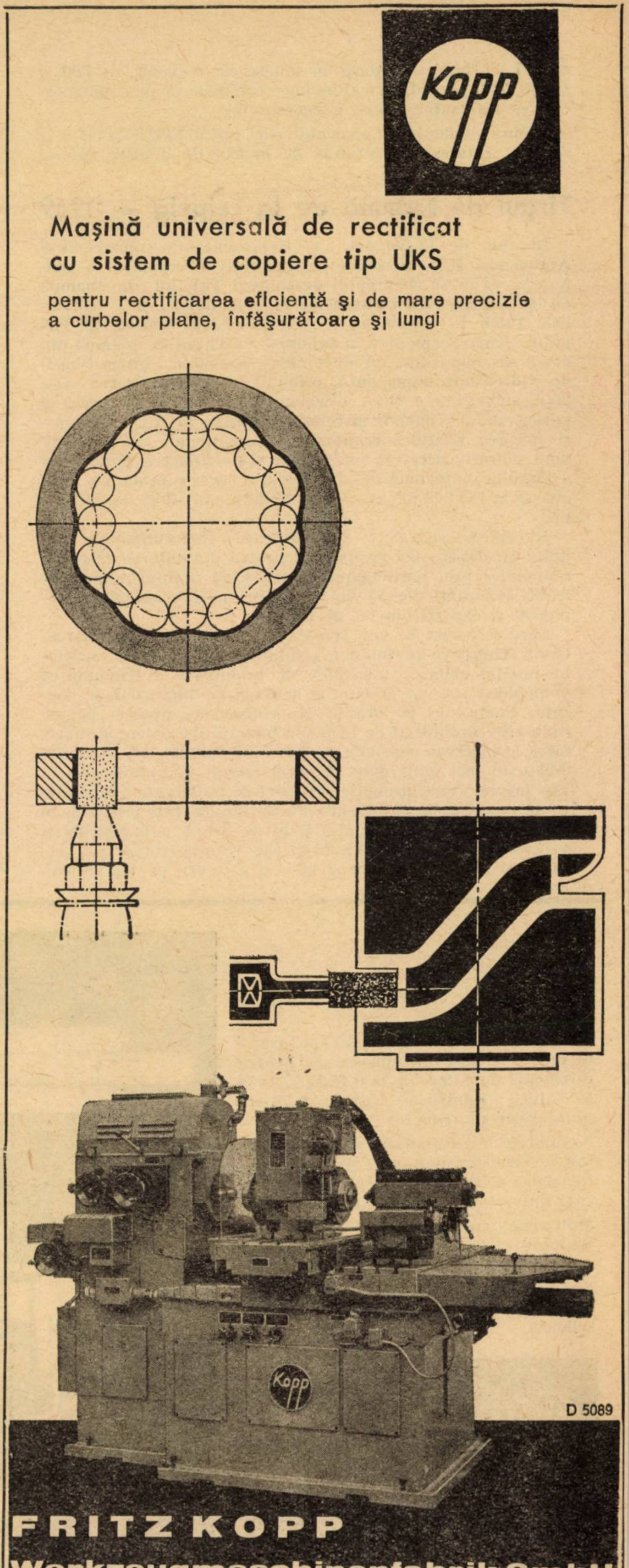
De asemenea, s-a subliniat că în vederea valorificării superioare a materiilor prime şi materialelor, obţinute în cea mai mare parte din import, un loc central îl ocupă dezvoltarea mecanicii fine, care a creat premisele creşterii considerabile a producţiei de elemente de automatizare, dispozitive de calcul analogic şi numeric, aparate de măsură, de control, optice şi alte aparate şi mecanisme a căror fabricaţie impune necesitatea unor prelucrări mecanice şi tehnologice de înaltă clasă de precizie.

Pentru menţinerea acestui nivel ridicat al producţiei industriale şi pentru dezvoltarea în continuare a economiei Japoniei, s-a menţionat necesitatea lărgirii relaţiilor comerciale cu alte ţări, asigurîndu-se astfel achiziţionarea de materii prime şi exportul mărfurilor fabricate. În vederea intensificării relaţiilor economice cu alte ţări numai firma MARUBENI — Iida & Co are 32 agenţii şi 85 birouri, răspîndite în întreaga lume, exportînd instalaţii şi echipamente pentru industria metalurgică, textilă, chimică, alimentară. De asemenea, întreprinderea ,,MICO'' din Japonia şi-a lărgit diversificarea producţiei în aşa măsură încît poate satisface cerinţele la export în cele mai variate domenii, de la produse agricole la echipamente complexe ale industriei grele.

Firmele susmenţionate întreţin deja relaţii cu o serie de întreprinderi comerciale româneşti, printre care : Maşinimport, Industrialimport, Metalimport, Tehnoimport, Industrialexport, Maşinexport, existînd perspective de intensificare a acestor relaţii.

Materialele şi filmele tehnico-documentare prezentate au fost primite cu deosebit interes de participanţi, contribuind la o mai bună cunoaştere a realizărilor industriei japoneze, în scopul intensificării relaţiilor economice şi comerciale dintre Japonia şi România.

M. D.


Maşină universală de rectificat cu sistem de copiere tip UKS

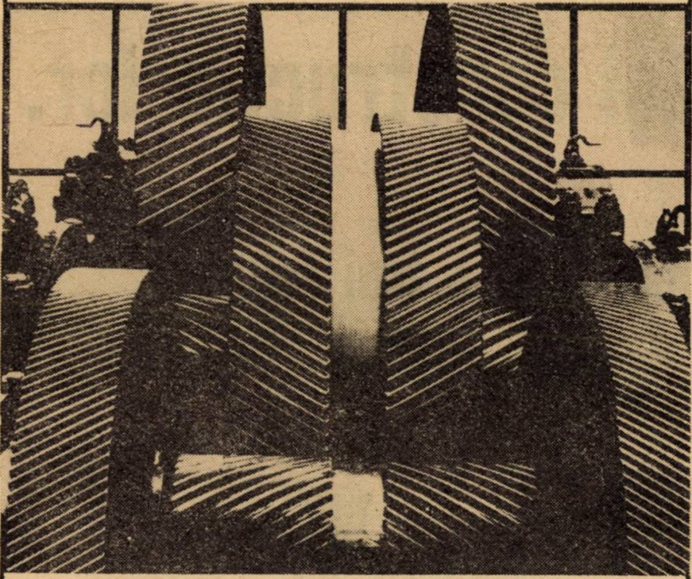
pentru rectificarea eficientă şi de mare precizie a curbelor plane, înfăşurătoare şi lungi

D 5089

FRITZ KOPP
Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
Neu-Ulm/Donau

PUBLICOM

Rezistă oricăror solicitări



Angrenajele mari trebuie să facă față unor solicitări deosebite. Se pot transmite forțe mari. Un imperativ al tehnicii actuale este o construcție de angrenaje de o mare rezistivitate. Noi garantăm acest lucru, deoarece avem o experiență îndelungată în tehnica producției și dispunem de unități de producție modern echipate. Prezentăm mai jos o parte din programul nostru de livrări:

Angrenaje cu roți cilindrice și lagăre alunecătoare conform TGL 4892, de înaltă turație, cu un interval de translație de la i = 1,6 pînă la 6,3 N maximum 3250 kW.

Angrenaje cu roți cilindrice și lagăre alunecătoare conform TGL 4893, de turație normală, cu un interval de translație de la i = 1,6 pînă la 6,3 N maximum 4880 kW.

Angrenaje cu roți cilindrice și lagăre alunecătoare conform TGL 7031, de turație normală, cu un interval de translație de la i = 7,1 pînă la 35,5 N maximum 2000 kW.

Angrenaje cu roți cilindrice și lagăre alunecătoare conform TGL 18050, de turație normală, cu un interval de translație de la i = 35,5 pînă la 160 N maximum 1600 kW.
Angrenaje cu roți conice pe rulmenți conform TGL 18049, angrenaje interșanjabile, cu un interval de translație de la i = 10 pînă la 80 N maximum 560 kW.

Turboangrenaje cu roți planetare conform TGL 21895, de înaltă putere, turație și translație.

În afară de acestea, livrăm și angrenaje speciale pentru transmiterea de cupluri-motor superioare în cele mai diferite variante pentru toate ramurile industriei grele, precum și pentru unități de bază și unități energetice.

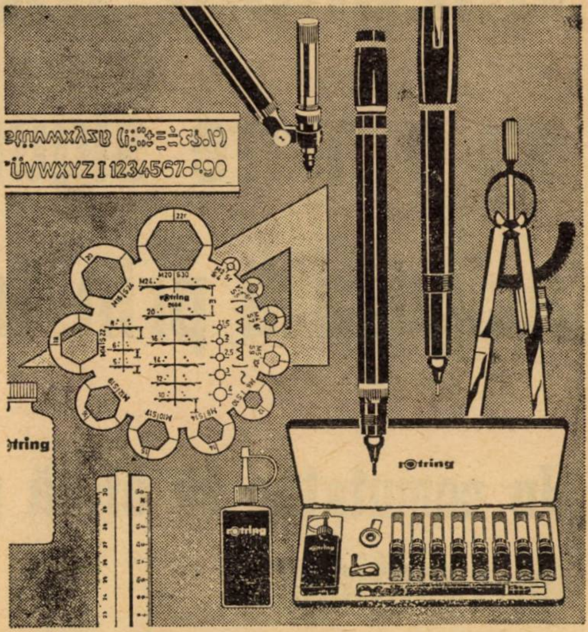
Firma ABUS-DESSAU oferă angrenaje avantajoase.

VEB Maschinenfabrik und Eisengiesserei **DESSAU DDR–45**
Dessau 1

Informații în țară
se pot obține prin:
Ambasada R.D.G. din R.S.R.
TKB Invest Export
București, R. S. România
Calea Dorobanților, 14

INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb
der Deutschen Demokratischen Republik
DDR – 108 Berlin, Taubenstrasse 7/9
Telegramme: DIAINVESTA
Telex: 011 2695 diai dd
Republica Democrată Germană

PUBLICOM



rotring
macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuș Rapidograph, primul stilou cu tuș din lume, cu sistem tubular și mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.

Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raționalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.

Pentru scrierea curată și exactă, Rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecționat stiloul cu tuș Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 8 grosimi de linii de la 0,15 la 1,2 mm. De asemenea, a fost adoptat pentru tușuri dizolvante de follii și solubile în apă.

Cu Rotring se poate desena mai ușor — mai repede mai rațional!

● Asigură o durată lungă de funcționare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
● Ușurează alegerea grosimii necesare
● Trasează linii uniforme cu margini bine definite
● Asigură lucrări curate
● Are un rezervor de tuș de mare capacitate
● Se reîncarcă în mod simplu
● Se poate curăța ușor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuș, tuș de desen, șablon de scris și desenat, linii, echere, compasuri.

RIEPE — WERK 2 Hamburg — 54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

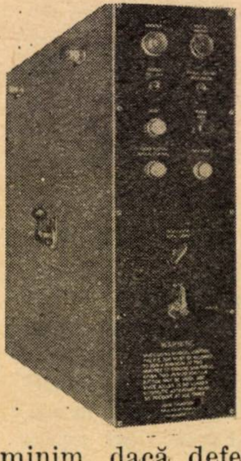
vă rugăm cereți prospecte

PUBLICOM

Cazanele Multipac

au o mare siguranţă de funcţionare asigurată prin însăşi construcţia lor.

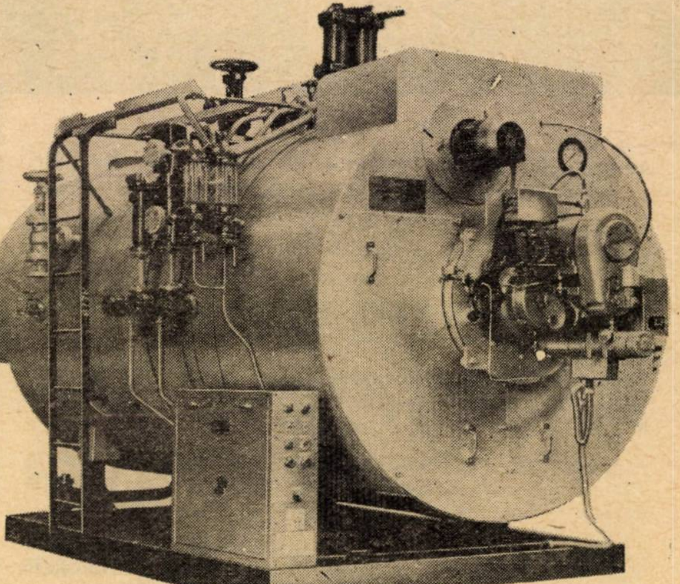
Un comutator vă oferă posibilitatea a trei feluri de funcţionări: automat/selectiv/ manual.



Cazanele Multipac mobile au toată siguranţa de funcţionare pe care o aşteptaţi de la John Thompson. În plus un dispozitiv suplimentar pentru împrejurări speciale pe care numai John Thompson îl prevede întotdeauna — un comutator care întrerupe sistemul automat selectiv şi permite conducerea manuală numai cu rămînerea în funcţiune a dispozitivului de siguranţă pentru nivel minim, dacă defectul apare în programatorul secvenţelor, amplificatorul cu fotocelulă controlează uleiul în termostat şi în presostat, nu pentru că este probabil ca să aveţi dificultăţi cu cazanele John Thompson. Ele sînt cu o funcţionare extrem de sigură, dar totuşi dacă apare un defect în instalaţia de automatizare să aveţi posibilitatea să produceţi abur.

Acest comutator a fost prevăzut pentru a satisface cererile distileriilor de whisky din regiuni îndepărtate ale Scoţiei, care au cerut să fie sigure că pot continua să producă abur chiar dacă un timp nefavorabil ar împiedica accesul inginerilor care asigurau întreţinerea în cazul apariţiei unei defectări.

Aceasta este una dintre numeroasele direcţii în care John Thompson satisface cererile care i se fac pentru a se obţine un sistem termic de generat abur cu siguranţă în funcţionare în orice împrejurare.



Către, John Thompson (Shell Boiler Division) Limited
Lilybank Works, London Road, Glasgow, E.I. Scotland

Vă rog trimiteţi o documentare asupra cazanelor transportabile de tip Multipac şi altele.

Nume ....

Întreprinderea ....

Adresa ....

.... CDM. 50

JOHN THOMPSON SHELL BOILER DIVISION

Cu o reputaţie internaţională în ce priveşte siguranţa instalaţiilor pentru abur şi încălzire.

SB50 rb

PUBLICOM

ÎNTREPRINDERE PRIN

GRUPUL AXEL JOHNSON

Avesta

STAINLESS

Oțelăriile Avesta sînt specializate în oțeluri rezistente la coroziune, de calitate superioară. Această uzină a fost una dintre primele producătoare de oțeluri inoxidabile din Europa și este încă una dintre cele mai mari producătoare.

Specializarea întreprinderii s-a consolidat în domeniul oțelurilor inoxidabile prin investiții noi. Noile mijloace cuprind laboratoare pentru cercetarea oțelurilor, cuptoare pentru elaborare de oțeluri, laminoare și ateliere noi de montaj.

Laminoarele sînt destinate în mod special pentru prelucrarea oțelurilor inoxidabile, iar produsele au o bună finisare a suprafeței și respectă toleranțe restrînse la grosime. Lățimea maximă a tablelor este 2,5 m la laminoarele la cald și 2,0 m la laminoarele la rece.

Majoritatea producției este formată din table groase, table subțiri și alte semifabricate, dar sortimentele produse cuprind și fabricate ca recipiente sub presiune (autoclave și reactoare) și rezervoare pentru chimicale. Se livrează sisteme tubulare complete și instalații tehnologice pentru industria chimică, care este în prezent unul dintre beneficiarii cei mai importanți ai întreprinderii.

Cu experiența ei de peste un secol în elaborarea oțelului, Avesta este întreprinderea cea mai veche în grupul Axel Johnson și a fost primul membru industrial al grupului.

Inoxidabil

TABLE

Table laminate la cald pînă la lățimea de 2,5 m. Table placate. Table laminate la rece individual la lățimi de 2,0 m. Benzi laminate la rece cu lățimi pînă la 1,25 m. Table șlefuite. Table șlefuite pentru fabricarea laminatelor și a plăcilor fibrolemnoase.

BARE DE OȚEL

Oțel rotund, în patru colțuri, lat, cornier.

OȚEL TURNAT

Piese turnate grele pînă la 30 t. Piese turnate în serie cu formare mecanizată. Turnare de precizie.

PIESE FORJATE

În greutăți pînă la 12 t.

MATERIALE PENTRU SUDURĂ

Electrozi de sudură bazici și cu conținut de rutil. Electrozi de curent alternativ. Sîrme pentru procedeele de sudare MIG și TIG.

FUNDURI DE CAZANE

Presate la cald sau la rece. Diametre pînă la 3,6 m. Se pot presa dintr-o bucată.

ȚEVI

Țevi sudate, coturi, fitinguri.

VENTILE

Ventile de închidere, de întoarcere și speciale. Indicatoare de nivel pentru lichide.

PRODUSE FINITE

Produse din tablă, presate și sudate.

Alte produse

TITAN

Table, bare, țevi sudate, produse din tablă, presate și sudate.

RECIPIENTE FĂRĂ CUSĂTURĂ

Pentru gaze comprimate.

TABLE ALERGĂTOARE ȘI DE UZURĂ

Destinate fabricilor de plăci fibrolemnoase.

AVESTA JERNVERKS AB — SWEDEN

Vînzarea în R.S.R. prin: A. Johnson & Co. HAB, 103 80 Stockholm 7, Suedia,
telefon 22 05 20 Adresa telegrafică: Johnson Telex: 17100

PUBLICOM

ÎNTREPRINDERE
PENTRU COMERȚ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia Poștală : 825
Telefon: 513 — 401
Telex: 31—416
Telegrame: Centrozap-Katowice

MAȘINĂ AGREGAT DE FORMAT MATRIȚE CU PIVOT ȘI ELEVATOR TIP FKT-108

pentru formarea de matrițe prin scuturare, comprimare și extragerea matrițelor din șablon cu suporturi care se ridică sau se rostogolesc.

Mașina este dotată cu o automatizare sigură

Dimensiunile maxime ale cutiei (măsurată în față)	1000×800 mm
înălțime	400 mm
Capacitatea portantă pentru ansamblul de scuturare la o presiune de 6 kg/cm²	650 kg
Puterea de comprimare la 6 kg/cm²	18 000 kg
Cursa formei de stripare	300 mm
Cursa de comprimare	300 mm
Frecvența vibrațiilor	600/min
Consumul minim de aer comprimat pentru un ciclu de formare	0,42 m³
Greutatea mașinii	3700 kg

Fabricant: DOZAMET — NOWA SÓL

Exportator: CENTROZAP — KATOWICE

PUBLICOM

STANKOIMPORT

Construcţie obişnuită + optică = o nouă calitate

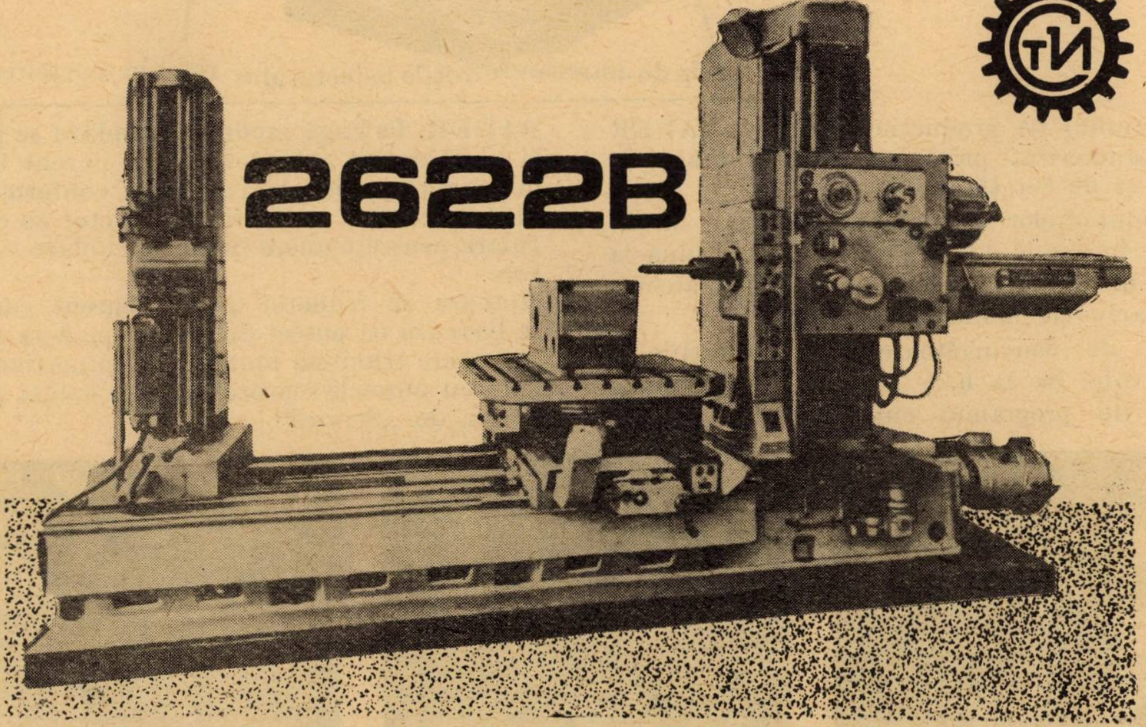
Maşina orizontală de alezat 2622B este înzestrată cu microscoape optice pentru determinarea exactă a coordonatelor. Operatorul nu este obosit, iar timpul auxiliar este redus.

Dispozitivul de centrare a mesei şi a păpuşii mobile asigură fixarea repetată a coordonatelor cu precizie de ± 0,05 mm. Acest fapt face posibilă renunţarea la coloane de ghidaj costisitoare.

Arborele de forţă este montat pe lagăre de calitate superioară.

Pentru comoditatea manevrării maşina este prevăzută cu un pupitru de comandă staţionar şi unul deplasabil.

Diametrul arborelui telescopic, mm 110
Dimensiunile mesei, mm...... 1120 × 1300
Domeniul de turaţii ale arborelui, rot/min...... 12,5 × 1600
Domeniul de avans al arborelui, mm/min ...... 2,7—1760
Puterea transmisiei principale, kW 7

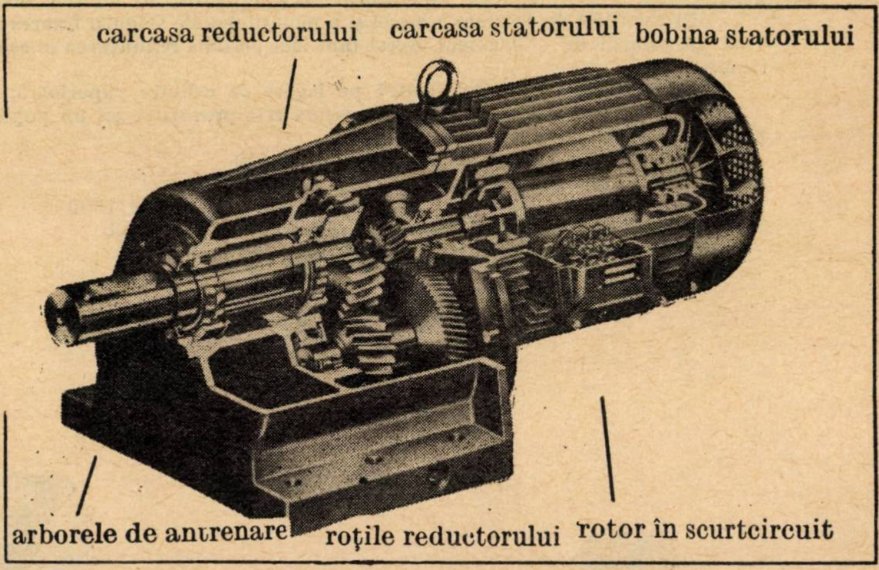


Informaţii detaliate la adresa:

V/O Stankoimport
Moscova, G—200, U.R.S.S.
Telex 227, 228
Telefon 224—21—32

PUBLICOM

O acţionare ideală pentru maşini cu turaţie mică: Motoarele cu reductor


carcasa reductorului
carcasa statorului
bobina statorului
arborele de antrenare
roţile reductorului
rotor în scurtcircuit

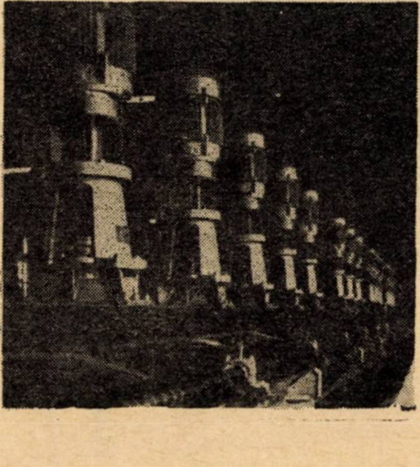
Programul de producţie al firmei BAUER este caracterizat printr-un interval mare de putere şi de turaţie.

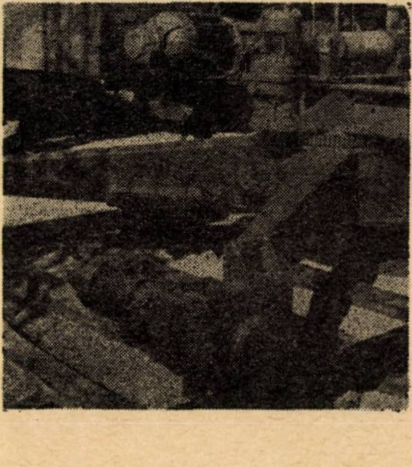
Seria motoarelor cu reductor pentru curent trifazic începe la 0,02 CP şi se extinde pînă la 75 CP, la un cuplu motor maximal de transmisie la arborele motor de 800 mkg.

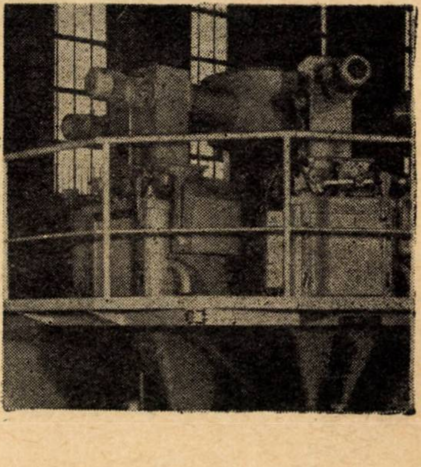
La fel de convingătoare sînt şi turaţiile în trepte mici de la 0,25 pînă la 720 rot/min, oferite de programul cuprinzător al firmei BAUER. Pe lîngă modelele standard se produc şi motoare cu reductor pentru curent trifazic în execuţie antiexplozivă (Ex)e conform VDE 0171, precum şi motoare cu reductor cu cale de rulare pentru numere înalte de cuplare şi reversare.

Motoare cu reductor pentru curent continuu se livrează cu puteri de la 0,05 pînă la 15 CP.

La cerere trimitem materiale informative detaliate cu adresele reprezentanţelor uzinei şi unităţilor de „Service"







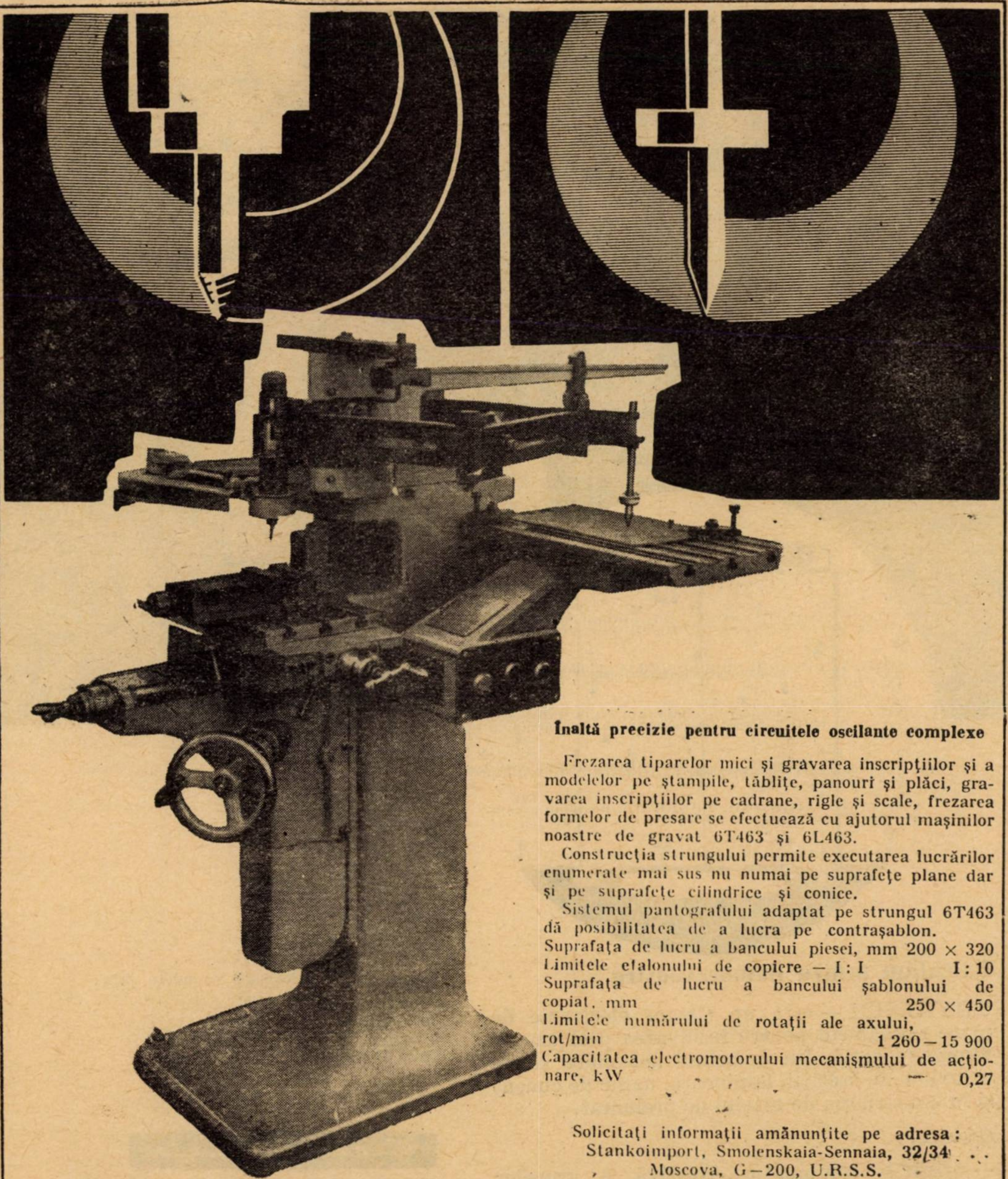
220 12/670

BAUER

Eberhard Bauer
D 73 Esslingen-Neckar
R. F. a Germaniei

În sistemele dumneavoastră de acţionare folosiţi motoare cu reductoare

PUBLICOM



Înaltă precizie pentru circuitele oscilante complexe

Frezarea tiparelor mici şi gravarea inscripţiilor şi a modelelor pe ştampile, tăbliţe, panouri şi plăci, gravarea inscripţiilor pe cadrane, rigle şi scale, frezarea formelor de presare se efectuează cu ajutorul maşinilor noastre de gravat 6T463 şi 6L463.

Construcţia strungului permite executarea lucrărilor enumerate mai sus nu numai pe suprafeţe plane dar şi pe suprafeţe cilindrice şi conice.

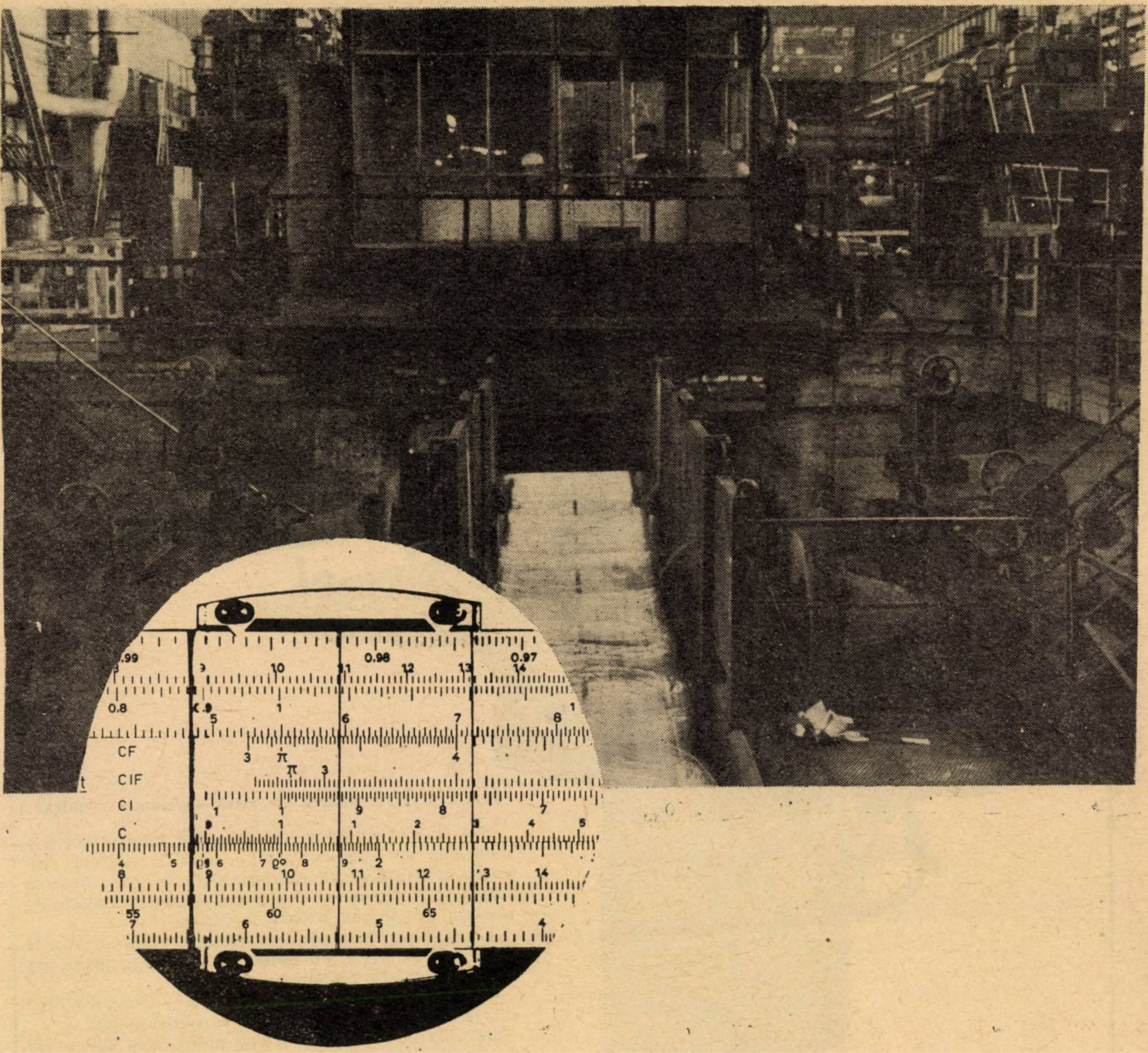
Sistemul pantografului adaptat pe strungul 6T463 dă posibilitatea de a lucra pe contraşablon.

Suprafaţa de lucru a bancului piesei, mm	200 × 320
Limitele etalonului de copiere — I : I	I : 10
Suprafaţa de lucru a bancului şablonului de copiat, mm	250 × 450
Limitele numărului de rotaţii ale axului, rot/min	1 260 — 15 900
Capacitatea electromotorului mecanismului de acţionare, kW	0,27

Solicitaţi informaţii amănunţite pe adresa:
Stankoimport, Smolenskaia-Sennaia, 32/34
Moscova, G—200, U.R.S.S.
Telefon : 244—21—32
Telex : 227, 228

STANKOIMPORT

PUBLICOM



Calculăm pentru dumneavoastră

THYRESCH — este un sistem electronic de mare randament pentru rezolvarea problemelor dumneavoastră din domeniul acționării și comenzilor, în oțelării, laminoare, uzine de ciment și în construcția de mașini de prelucrat.

Oferim:

— printr-o combinație selectivă a grupelor principale se asigură montarea a cîtorva sute de produse, care cuprind redresoare cu comandă, ondulatoare, regulatoare pentru curent continuu, alternativ și trifazic, ca și combinații formate din redresoare, ondulatoare și regulatoare.

— Avantaje: funcționare promptă, robustețe, grad înalt de eficiență, adaptabilitate excepțională la sistemele de automatizare subordonate, capacitate deosebită de reglare dinamică, nu necesită întreținere specială.

Puteți obține informații complete prin:
Biroul tehnico-comercial
DIA Elektrotechnik al HPA
a Ambasadei R.D.G. din R.S.R.
Calea Dorobanților 14, București

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 104 BERLIN CHAUSSEESTRASSE 111/112

VEM
ELEKTRO
ANLAGEN
DER DDR

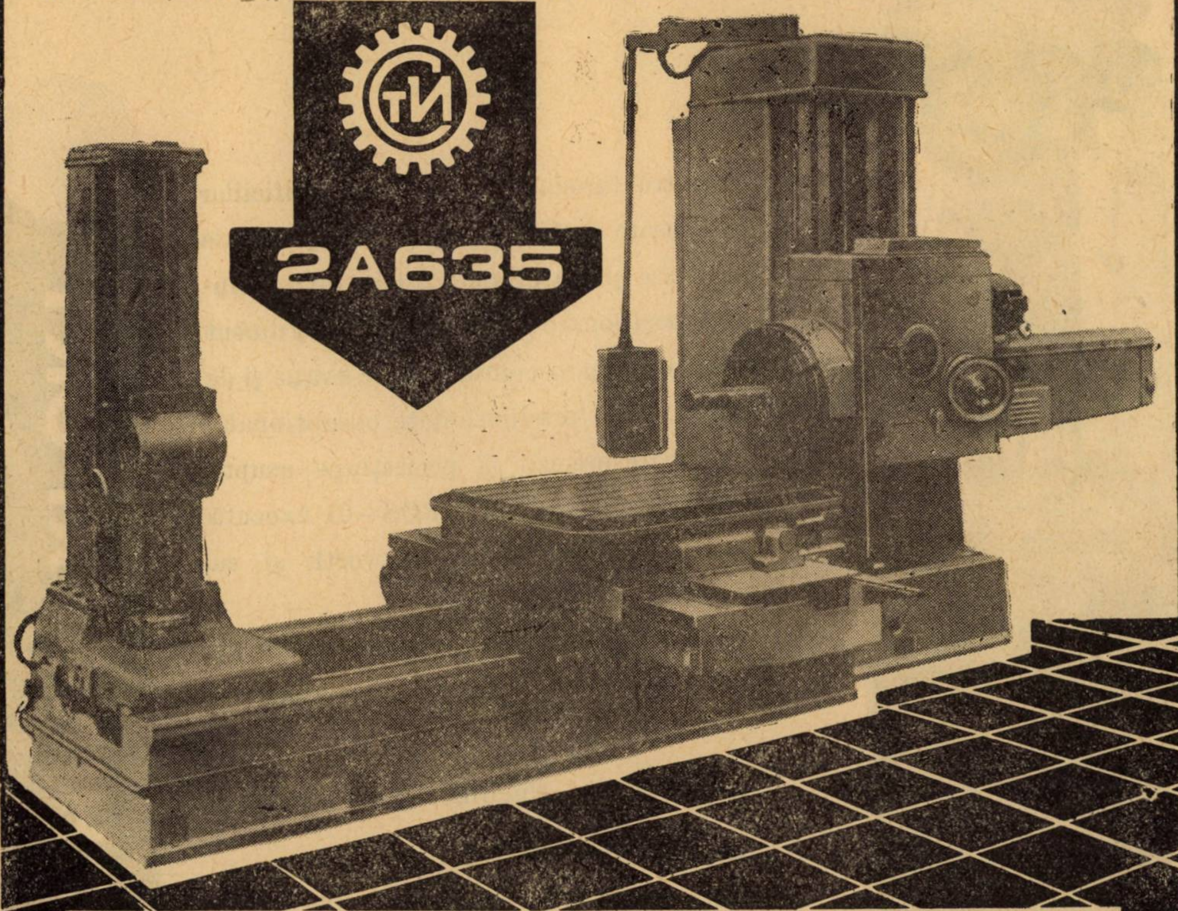
PUBLICOM

PRELUCRARE UNIVERSALĂ PLUS PRECIZIE

Prelucrarea de orificii fixe, strunjirea frontală, frezarea suprafeţelor şi şanţurilor, găurirea, adîncirea şi alezarea — toate acestea puteţi să le executaţi cu ajutorul strungului nostru de alezat orizontal 2A635, cu stelaj în partea posterioară şi cu banc mobil.

- Selectare preliminară a vitezelor platoului şi axului principal
- Transmisie continuă, fără trepte
- Rulmenţi cu role, de precizie, ale platoului şi axului principal
- Dispozitiv hidraulic automat de fixare
- Conducere comodă a strungului cu tablou suspendat de comandă

Diametrul axului, mm 125
Greutatea maximă a piesei prelucrate, kg 4 000
Deplasarea maximă a axului, mm 1 000
Deplasarea maximă a păpuşii axului principal, mm 1 400
Dimensiunea suprafeţei bancului, mm 1 600 × 1 500
Deplasări maxime ale bancului, mm:
longitudinale 1 600
transversale 1 400
Limita numărului de rotaţii ale axului (pe minut) 8—1 250
Capacitatea principalului dispozitiv de acţionare, kW 14

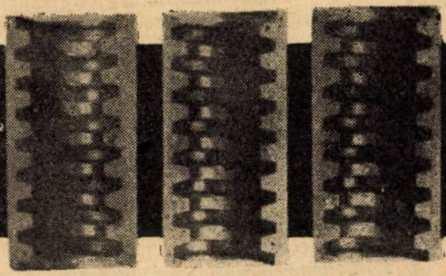


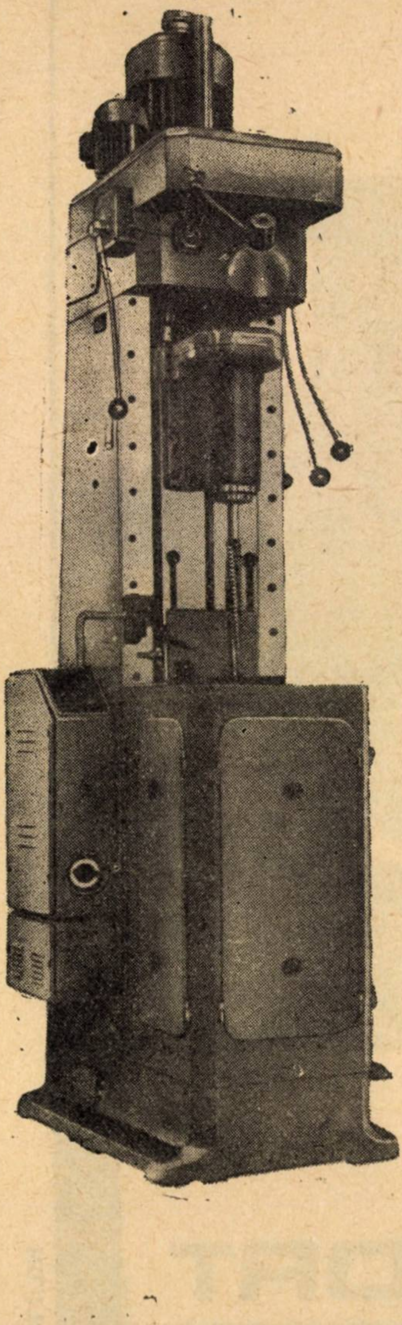
Solicitaţi informaţii amănunţite

Stankoimport, Smolenskaia-Sennaia,
32/34, Moscova, G—200
Telefon: 244—21—32
Telex: 227, 228

STANKOIMPORT

PUBLICOM





BULGARIA

NOUA MAȘINĂ DE TARODAT PRIN BROȘARE ROS—01

Pentru tarodarea și filetarea orificiilor de diferite profile în oțel, fontă, metale neferoase și materiale plastice într-o singură poziționare cu un singur instrument avînd o mișcare combinată de avans și de rotație. Cu o productivitate excepțională, cu o mare precizie și perfecțiune asupra suprafețelor prelucrate, ROS—01 execută filetări cu pas metric Witworth și cu modul diametral Pitch.

A obținut Medalia de Aur la Tîrgul de la Leipzig în primăvara anului 1968.

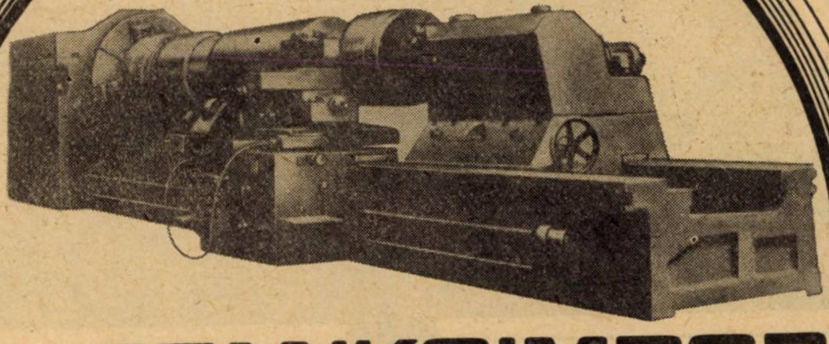
Exportator : „Machinoexport" S.R.L.

Str. Aksakov 5, Sofia, Bulgaria
tel. : 88.53.21 — telex : 011 425
telegrame : Machinoexport — Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

1A660



STANKOIMPORT

Prin aşchierea intensivă şi rapidă se poate efectua prelucrarea pe strungul normal 1A660

Dispozitivul de acţionare a sistemului Leonard cu o capacitate de 55 kW şi duritatea subansamblurilor şi pieselor sale permit prelucrarea cu succes a pieselor de oţel şi fontă cu o greutate de 25 000 kg.

Diametrul de prelucrare a laminorului 1 250 mm

Distanţa dintre centre 6 300 mm

Asigurarea maximă a lucrării efectuate de către operator dă:

Reglarea continuă a numărului de rotaţii ale axului principal cu un interval de 1,6—200 rot/min, cu oricare din tablourile de comandă blocate. Montarea cutiei de transmisie în carcasa căruciorului de strung. Mufe electromagnetice. O mecanizare completă a dispozitivelor de mutare a tuturor subansamblurilor strungului. Construcţia originală a mecanismului de fixare a instrumentului

Posibilitatea prelucrării conurilor nu numai pe baza rotirii săniilor superioare ale suportului, dar şi prin metoda alimentării combinate, executarea lucrărilor de multiplicare — fac să crească caracterul de utilizare universal al lui 1A660.

Solicitaţi informaţii amănunţite:

Stankoimport, Smolenskaia-Sennaia
32/34, Moscova, G—200

PUBLICOM

balkancar

UNIUNE ECONOMICĂ DE STAT

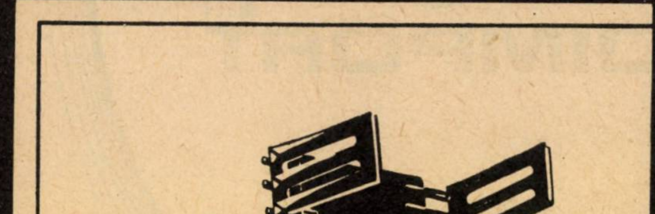
— cel mai important exportator de maşini de manipulat din Europa
— cel mai mare producător din lumea întreagă, de transportoare-elevatoare cu capacitate mare de ridicare universală,

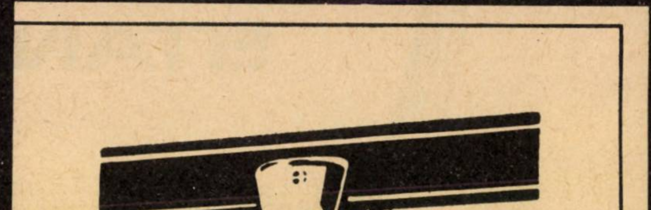
VĂ OFERĂ,

pentru toate felurile de manipulări, bogata sa gamă de:

— transportoare electrice sau termice, elevatoare cu furci universale, dotate cu racorduri amovibile
— transportoare electrice sau termice cu platformă şi cu benă basculantă şi transportoare tip tractor cu remorci
— transportoare electrice cu ridicare mică
— palane electrice cu cablu şi cu lanţ (execuţii speciale)
— baterii de acumulatoare
— echipament hidraulic

Balkancarimpex Bulgaria Sofia 34, Bd. Totleben
telef. 52—33—46 Telex 356





PUBLICOM

TA
KRAF

Aveţi dificultăţi cu transportul mărfurilor?

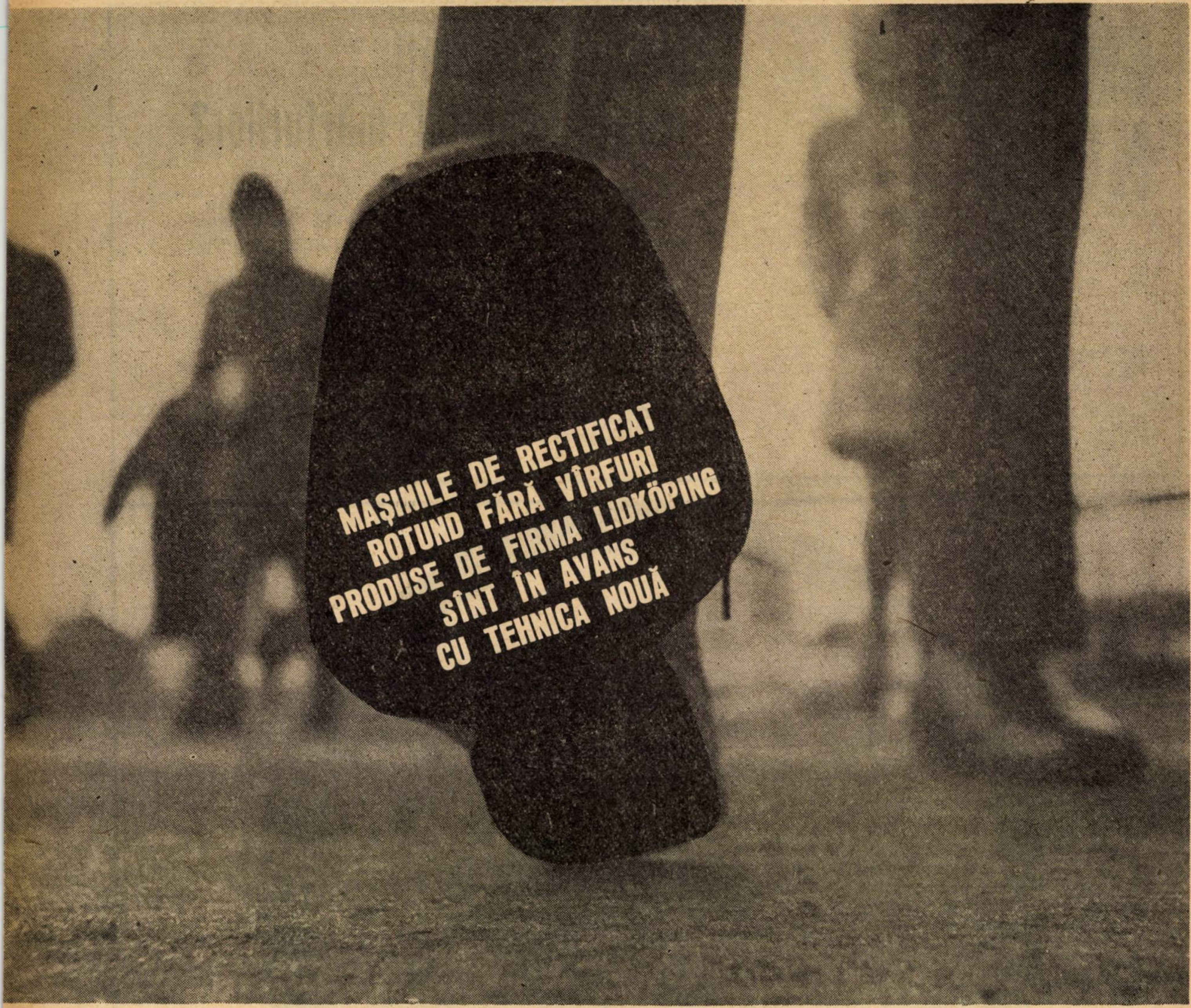
În cazul acesta adresaţi-vă nouă.
TAKRAF vă ajută să rezolvaţi problemele în domeniul transportului de mari proporţii în avantajul dumneavoastră.
Cereţi prospectele noastre detaliate.

Tehnica transportului de mari proporţii

VVB TAKRAF
Tagebauausrüstungen, Krane und Förderanlagen DDR — 701 Leipzig, Barfussgässchen 12
Deutsche Demokratische Republik

Exportator:
MASCHINENEXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik DDR — 108 Berlin, Mohrenstrasse 61

PUBLICOM


MAŞINILE DE RECTIFICAT
ROTUND FĂRĂ VÎRFURI
PRODUSE DE FIRMA LIDKÖPING
SÎNT ÎN AVANS
CU TEHNICA NOUĂ

În privința maşinilor de rectificat rotund fără vîrfuri, LIDKÖPING ocupă un loc de frunte. Noi am introdus elemente ca: aşezarea bilaterală a arborelui portpiatră şi a arborelui de reglare, centrul de rotire fix pentru piese şi microreglarea căruciorului, pentru a numi doar cîteva dintre realizările pe care dumneavoastră deja le cunoaşteți.

LIDKÖPING a devenit o noțiune cunoscută în lumea tehnicii datorită orizontului ei tehnic larg, felului de deservire a clientelei, preciziei în lucru şi eficienței economice.

Programul cuprinzător LIDKÖPING, de maşini de rectificat rotund fără vîrfuri şi accesorii, vă oferă posibilitatea să rezolvați practic, în raport cu condițiile existente, orice problemă din domeniul rectificării.

LIDKÖPING

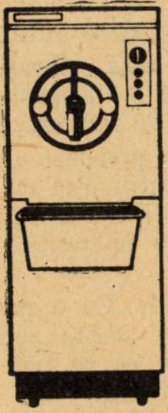
LIDKÖPING MECANISKA VERKSTADS AB—LIDKÖPING
531 01 Lidköping Tel. 0510/221 30 Telex 50 47

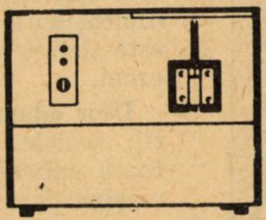
PUBLICOM

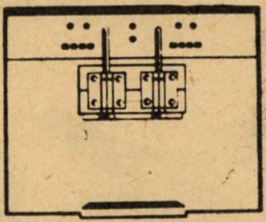
Modern • raţional • sigur

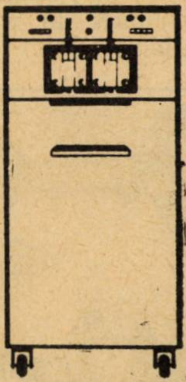
Astfel sînt apreciate de către specialiști, aparatele noastre pentru prepararea înghețatei:

Eisfrezer: EF 10 L/2
EF I bar
EF II (aparat de masă)
EF II L









Aparatele, pentru prepararea înghețatei (Eisfrezer) permit aplicarea de noi metode în prepararea și vînzarea înghețatei.
Se comportă excepțional la prepararea înghețatei speciale și a înghețatei pentru prăjituri.
Aparatele de preparat înghețată prezintă o înaltă capacitate, ușurează munca și aduc rentabilitate unității dv.
Informații se pot obține prin Ambasada R.D.G. din R.S. România, secția politico-comercială București, Drumul Taberei — str. Compozitorilor nr. 30, Scara 1.

KTN

VEB Kältetechnik
5506 Niedersachswerfen

UZINA VVB LUFT — und Kältetechnik
801 Dresden

Exportator: Tehnocommerz GmbH 108 Berlin, Mittelstrasse 25, Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Maşinile de rectificat cu acţionare pneumatică oferă o eficienţă maximă a rectificării cu viteză reglată.

Puţine sisteme sînt atît de bine adaptate sarcinilor rectificării industriale intensive ca acţionarea pneumatică. Motoarele cu paletă întrebuinţate în seria de maşini de rectificat Atlas Copco sînt compacte, rigide şi se rotesc exact cu viteza stabilită pentru fiecare dimensiune. Aceste maşini robuste suportă suprasarcini. Pot fi întrebuinţaţi şi lucrători necalificaţi.

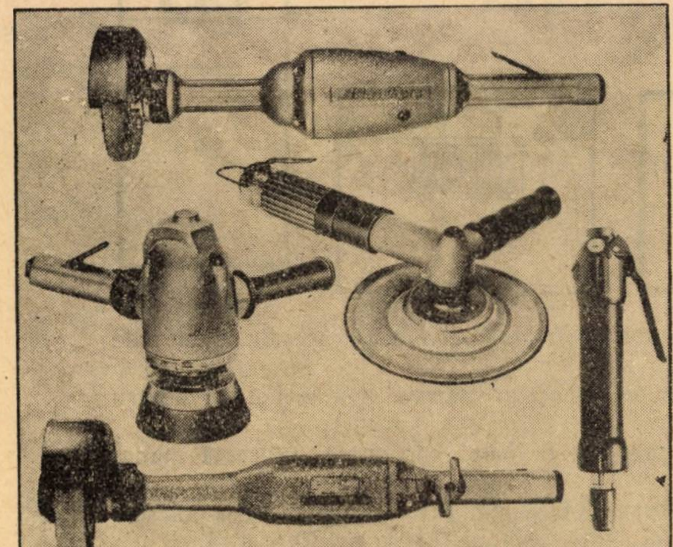
Patru tipuri fundamentale

Maşini de rectificat drepte pentru roţi de rectificare pînă la 200 mm.

Maşini de rectificat suprafeţe pentru roţi cu centrul în adîncitură, roţi în adîncitură, perii de sîrmă, pietre abrazive pentru tăiere sub formă de disc, discuri pentru sablare pînă la 230 mm diametru.

Maşini de şlefuit şi polizoare pentru sablare cu discuri de fibră pînă la 175 mm pentru polizare cu roţi cu capotă sau disc de polizat.

Maşini de polizat matriţe pentru debavurarea cu carbură de wolfram şi pentru a poliza coloane.



Caracteristici tehnice

Un raport mare capacitate/greutate ceea ce reduce oboseala operatorului şi creşte producţia.

Construcţie sigură. Aceste maşini de rectificat îndeplinesc cele mai pretenţioase cerinţe în ce priveşte siguranţa reglării. Dispozitivul de reglare este bine protejat faţă de deteriorări din exterior. Sînt prevăzute dispozitive de protecţie pentru discuri de tăiere şi discuri cu saboţi.

Dispozitivul de reglare — menţine viteza în limitele prescrise. Asigură protecţie faţă de ruperea roţilor şi reduce consumul de aer în timpul mersului în gol.

Filtre de aer sînt prevăzute în toate modelele. Cele mai multe din modele sînt prevăzute cu dispozitive de ungere automate.

Funcţionare fără vibraţii şi fără zgomot, asigurată printr-o suspensie perfectă şi dispozitive eficiente de reducere a zgomotului.

Fabricaţie de precizie — fiecare parte vitală este construită din oţel cu o mare precizie a dimensiunilor : cilindrul motorului, de exemplu este şlefuit cu o toleranţă de numai 3—5 microni.

Uşor adaptabile. Cu o gamă largă de accesorii, sculele din aceste serii acoperă practic toate aplicaţiile ce se pot concepe pentru o maşină de rectificat.

Seria de echipament industrial Atlas Copco cuprinde : Compresoare, unelte pneumatice, aparate de pulverizat vopsea şi echipament de insuflare, fitinguri.

Întrebuinţaţi cuponul de răspuns pentru a cere informaţii suplimentare.

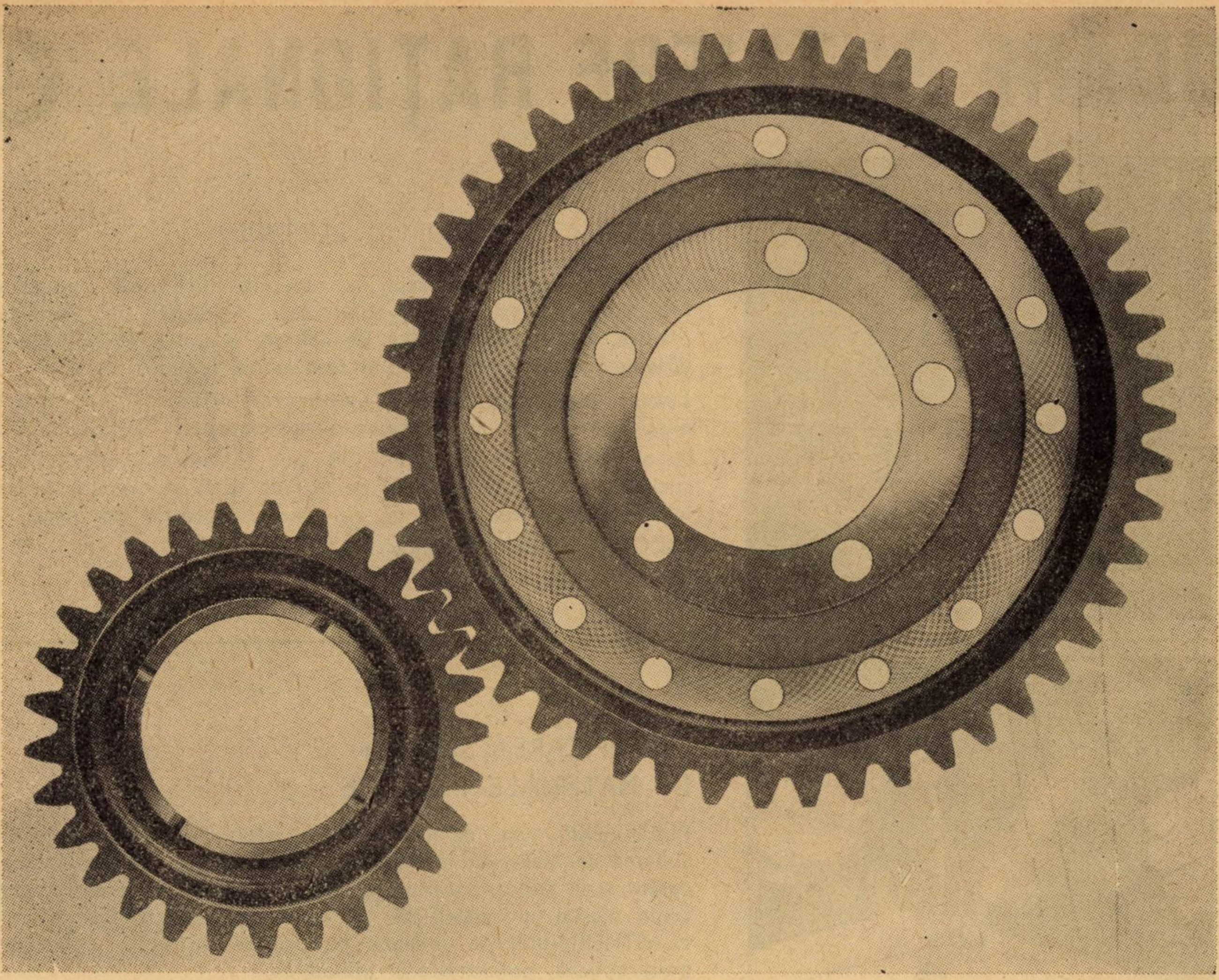
Către : Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm, Sweden.
Vă rugăm să trimiteţi detalii tehnice asupra maşinilor dv. de rectificat cu acţionare pneumatică
Numele ....
Ocupaţia ....
Numele întreprinderii ....
Adresa 13/69

Atlas Copco

Stockholm, Suedia

Vînzări şi servicii
în peste 100 ţări.

PUBLICOM



ROŢILE ANGRENEAZĂ UNA CU ALTA

Din acţiunea reciprocă a fiecărui element rezultă puterea. Cu cît părţile componente sînt mai corespunzătoare, cu atît ansamblul va funcţiona mai bine. De mult timp o pereche de roţi dinţate a constituit simbolul acestui principiu. Fabrica de roţi dinţate fondată în anul 1915 de contele Zeppelin şi de colaboratorii săi este astăzi cea mai mare fabrică din Europa specializată pentru angrenaje şi mecanisme de direcţie pentru autovehicule. Circa 15 000 de persoane din Friedrichshafen, Schwäbisch Gmünd, Passau, Berlin, Bietigheim şi Sao Paulo formează colectivul de muncă al grupului Zf. Întregul colectiv se consideră responsabil ca roţile dinţate din milioane de autovehicule şi maşini să angreneze perfect.

Livrăm:

Uzina centrală Friedrichshafen: angrenaje pentru autovehicule utilitare, nave, avioane, maşini-unelte, mecanisme automate, roţi dinţate de precizie, roţi dinţate divizoare, cuplaje electrice.

Uzina Schwäbisch Gmünd: angrenaje pentru autoturisme şi camionete, mecanisme de direcţie manuale şi hidraulice pentru vehicule de orice fel, diferenţiale cu autoblocare, frîne de motor, pompe de ulei.

Fabrica de roţi dinţate din Passau GmbH: angrenaje pentru maşini de construcţii, axe conduse şi axe de direcţie, mecanisme de acţionare pentru tractoare şi maşini de lucru.

ZF

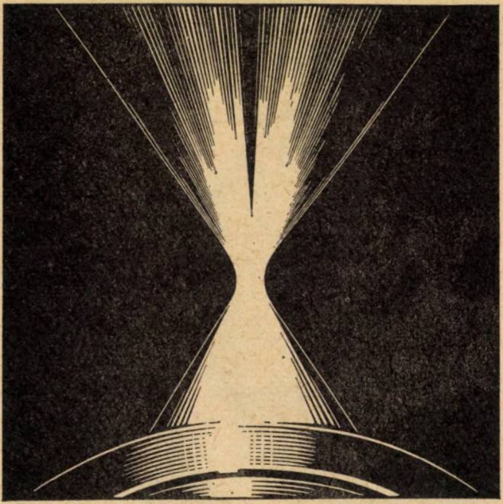
Reprezentanţa pentru România:

NOVO—TECHNIK BADEN AG
CH 5400 BADEN—SCHWEIZ
DYNAMOSTR. 7 • TELEFON (056) 22488

ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN AG

PUBLICOM

SUDARE ŞI TAIERE RAŢIONALE



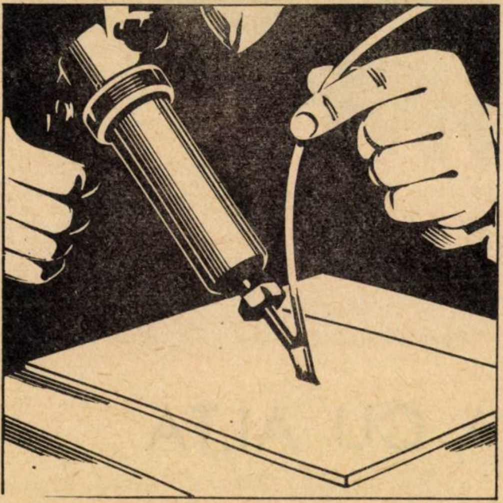
BRASAJ ÇU AJUTORUL LUMINII

Lucrări complicate de brasaj la cele mai mici piese, sudură de folii din material plastic, solidificare de lianţi din materiale plastice, sînt exemple tipice de aplicare a noului MICOR Messer Griesheim, bazat pe principiul fasciculului luminos.

Lumina unei lămpi cu cuarţ halogen este reflectată de o oglindă eliptică într-un focar în care se obţin temperaturi pînă la 1600°C.

Çu ajutorul procedeului MICOR pot fi sudate etanş fiole de sticlă. MICOR pătrunde prin pereţii de sticlă şi execută brasaje înăuntrul unor recipiente cu vid sau umplute cu gaz inert.

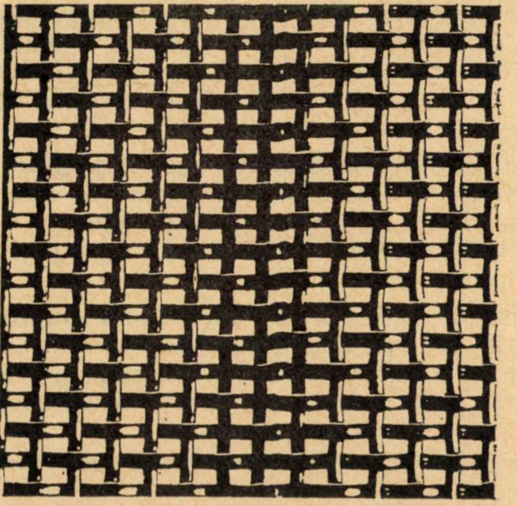
MICOR lucrează fără contact.



SIMPLIFICAREA SUDURII DE MATERIALE PLASTICE

PLASTHERM este denumirea unui arzător de aer cald pentru sudarea de materiale termoplastice. Jetul de aer fierbinte înmoaie cusătura de sudură, precum şi vergeaua auxiliară introdusă printr-un ajustaj şi plastifiată în locul de sudură. Cu ajutorul PLASTHERM-ului se sudează policlorură de vinil, polietilenă, polipropilenă, poliacrilate şi poliamide.

Arzătoarele PLASTHERM nu sînt scumpe şi se caracterizează printr-o durată lungă de viaţă.



SUDURA SUB LUPĂ

O sîrmă VA, cu un diametru de numai 0,3 mm, a fost sudată cu ajutorul unui dispozitiv de microplasmă Messer-Griesheim, într-o ţesătură cu lărgimea ochiurilor de 0,9 mm^2. Sudura s-a executat manual cu o lupă, la o viteză de sudare de 1,2 m pe minut.

Sudura micro-plasmă se aplică la oţeluri bogat aliate şi silicoase, tablă galvanizată, nichel, aliaje de nichel şi cupru, pînă la titan şi aliaje de titan.

Zona deosebit de îngustă în care se produce fluxul termic face posibilă sudarea tablelor de numai o,1 mm grosime.

MESSER GRIESHEIM

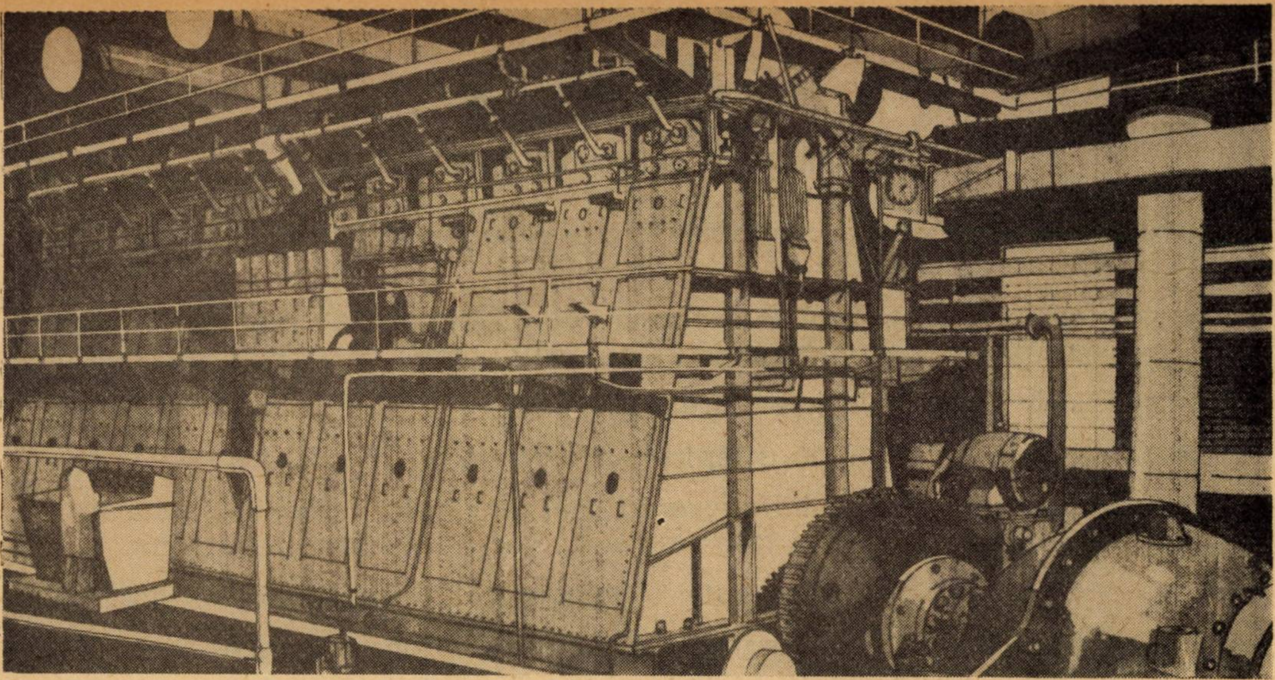
Polonia Dom Handlowo-Agenturowy Maciej
Czarnecki i S-ka S.A. *Varşovia 1* Marszalkowska 87

R.S. Cehoslovacă Phoenix Praha A. S. *Praga 1*
Václavské nám. 56

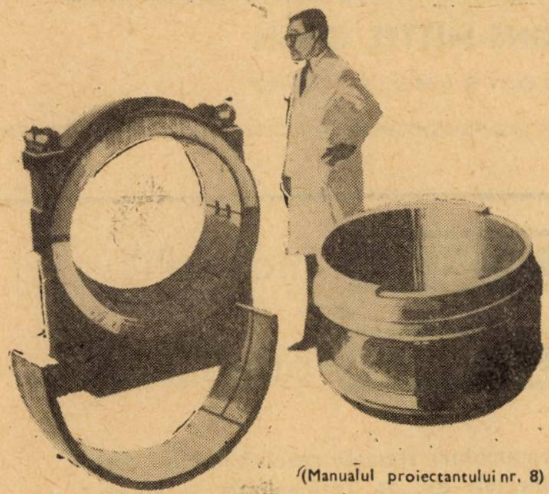
Jugoslavia DINARA *Belgrad* Bircaninova 37

Messer Griesheim GmbH. Schweisstechnik 6 Frankfurt am Main BRD
Buro Ost Berlin 30. Einemstrasse 9, Telefon (0311) 2119001

PUBLICOM



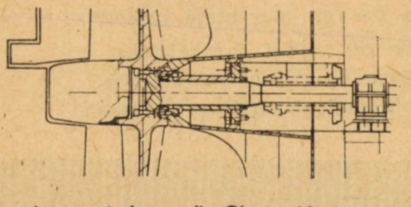
pentru cele mai avansate concepţii din momentul de faţă...



(Manualul proiectantului nr. 8)

Firma The Glacier Metal Company se află la loc de frunte în domeniul proiectării şi perfecţionării de rulmenţi. Cercetări neîncetate o menţin pe această poziţie. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenţilor, au oferit industriei mondiale o gamă întinsă de concepţii şi materiale noi. Produsele perfecţionate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenţi şi sînt fabricate şi desfăcute pe pieţele mondiale cu ajutorul unei reţele de peste 130 de firme care le manufacturează sub licenţă, sucursale şi agenţii.

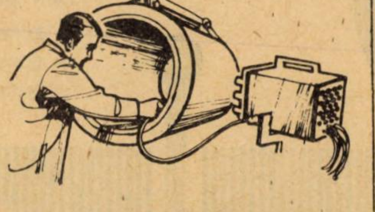
Grupul Glacier pentru lagăre de mare solicitare. Specialişti în fabricarea de lagăre industriale şi marine grele. Patru fabrici, dotate cu utilaje capabile să fabrice şi să repare componente de pînă la 20 de tone greutate şi cu un diametru între 2,54 cm şi 365,76 cm, oferă cel mai rapid serviciu posibil industriei şi societăţilor de navigaţie maritimă. Grupul poate proiecta lagăre pe baza specificaţiilor clienţilor şi poate fabrica cuzineţi pentru piese turnate prin procedee centrifugale şi altele. Metalul antifricţiune poate fi legat de fontă cu ajutorul unei extrem de reuşite metode Glacier. Sînt disponibile bucşe mici de bronz, bucşe etanşe şi inele de presiune în dimensiunile obişnuite.



Angrenaj de pupă Glacier-Herbert

O construcţie cu totul nouă, permiţînd înlocuirea sau controlul bucşelor şi dispozitivelor de etanşare ale ţevilor din pupă fără ca vaporul să fie adus în doc uscat.

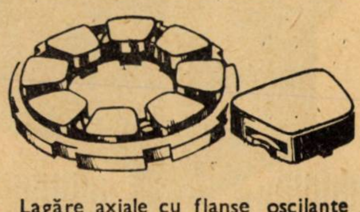
(Prospectul Glacier-Herbert)



Reparaţiile lagărelor

Cel mai rapid serviciu posibil de reparaţii de urgenţă pentru industrie şi societăţile de navigaţie maritimă, reducînd timpul staţionării neproductive la minimum. Calitate superioară şi mare siguranţă în funcţionare.

(Manualul proiectantului nr. 8)



Lagăre axiale cu flanşe oscilante

Lagăre axiale de mare performanţă pentru aplicaţii marine şi industriale. Flanşele de construcţie tip permit livrarea, reparaţiile şi înlocuirea în mod rapid. Flanşe de schimb sînt livrate din depozit.

(Manualul proiectantului nr. 5)

...cele mai avansate lagăre din momentul de faţă

GLACIER

1967

Manualele proiectanţilor sînt disponibile la cerere. Adresaţi-vă firmei:
THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED, ALPERTON, WEMBLEY, MIDDLESEX
De asemenea la MANCHESTERN, GLASGOW, JARROW

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

PUBLICOM

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAȚIEI

Raționalizează preducția, contribuie la creșterea productivității și micșorează costurile de fabricație.

Confecționează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe și ușor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor și pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de așteptare și timpi morți în ateliere.

Creează condițiile pentru introducerea unei planificări raționale în ateliere, pentru încărcarea justă a mașinilor și pentru combaterea rebuturilor.

În combinație cu fișe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe țări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricației.

Rugăm cereți prospectul gratuit nr. 201 Ro.

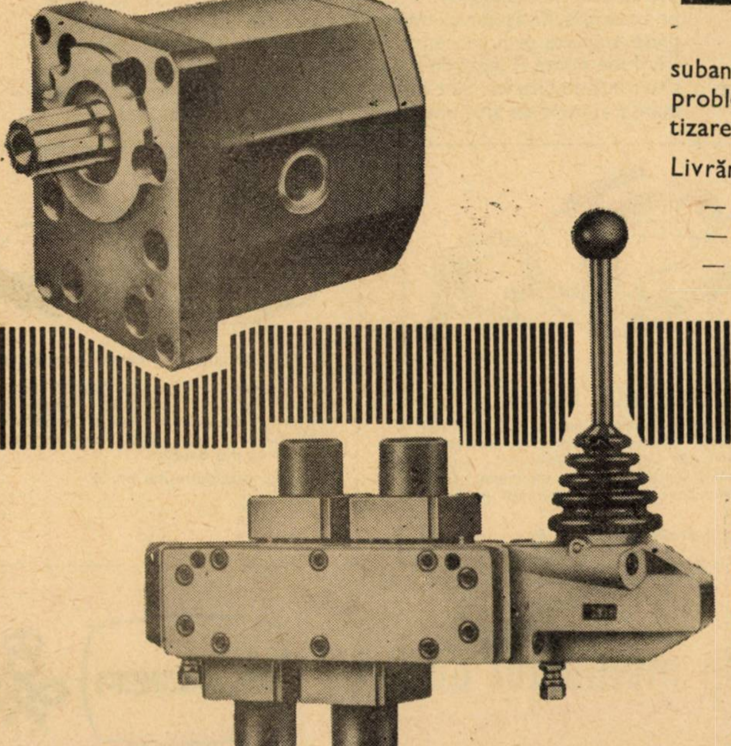
ORMIG **ORGANISATIONS-MITTEL GmbH**
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

PUBLICOM

ORSTA hidraulik
+
ORSTA pneumatik

subansambluri tipizate rezolvă în mod optim problemele dv. de raționalizare și automatizare.

Livrăm produse de cea mai bună calitate:
- generatoare de curent comprimat;
- consumatoare de curent comprimat;
- instalații hidraulice-ventile și accesorii.



Informații suplimentare puteți obține prin Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, TKB TC,
București, Drumul Taberei,
str. Compozitorilor 30, scara 1

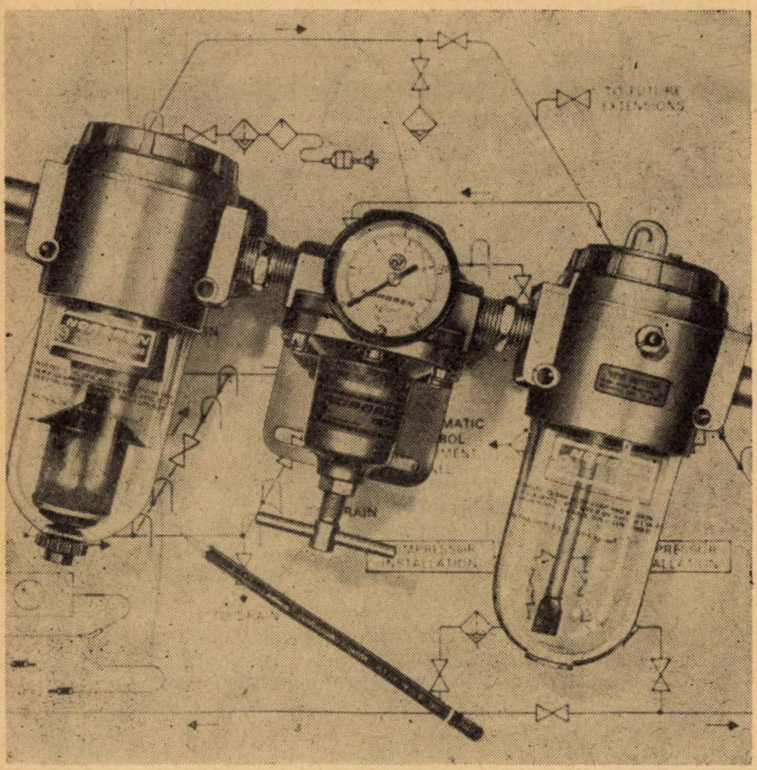
VVB ARMATUREN UND HYDRAULIK

DDR 402 Halle/Saale
Republica Democrată Germană

Exportator: TECHNOCOMMERZ GmbH

DDR 108 Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

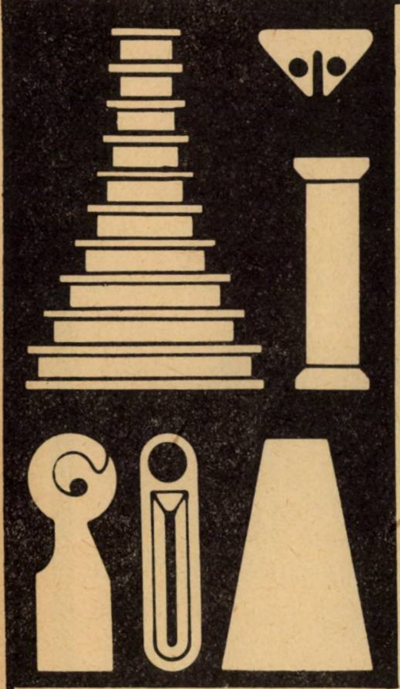


NORGREN

ECHIPAMENT PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune şi lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) şi 2'' (circa 50 mm).

C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.



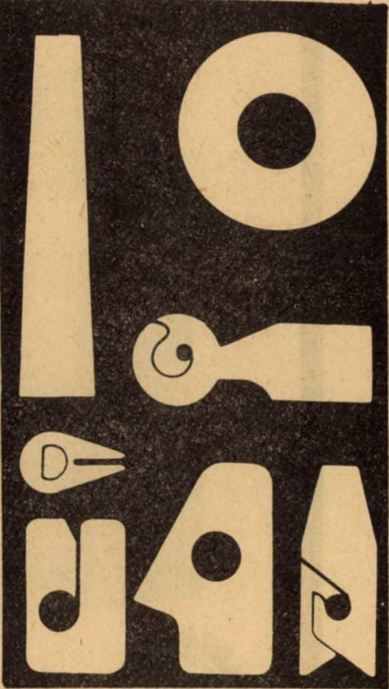
Important pentru toţi lucrătorii din metalurgie şi din construcţia de maşini !

CE CALITĂŢI TREBUIE SĂ PREZINTE CERAMICA TEHNICĂ?

Rezistenţă extremă la topire, rezistenţă la temperaturi înalte, rezistenţă şi duritate mecanică, suprafaţă netedă, rezistenţă la agenţi chimici, rezistenţă la variaţii de temperatură?

KAWENIT-Oxidkeramik îndeplineşte aceste calităţi şi deci vă recomandăm produsele firmei KAWENIT-Oxidkeramik din R.D.G.

Livrăm ţevi, cărămizi şi mortar rezistent la temperaturi înalte, ceramică spongioasă, nacele şi creuzete de calcinare, creuzete de topire, praf ceramic de pulverizare, arzătoare de topire şi sudare şi sudare şi suflante cu jet, ceramică de tăiere şi corpuri abrazive.



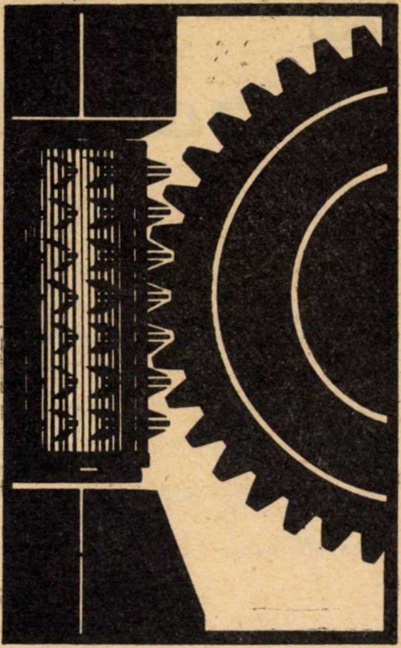
KWH

Exportator:

Elektrotechnik
EXPORT – IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK

Cei interesaţi se pot adresa la:
Biroul tehnico-comercial al AHB-Elektrotechnik bei der HPA
Ambasada R.D.G.
Calea Dorobanţilor, 14 Bucureşti

PUBLICOM



Maşina universală pentru frezat roţi dinţate model 5K324

Date principale:
Diametrul maxim al roţilor executate, mm — 500
Modulul maxim, tăiat, mm — 8
Capacitatea generală a electromotoarelor, kW — 10,95
Gabaritele maşinii, mm — 3 440 × 1 810 × 200

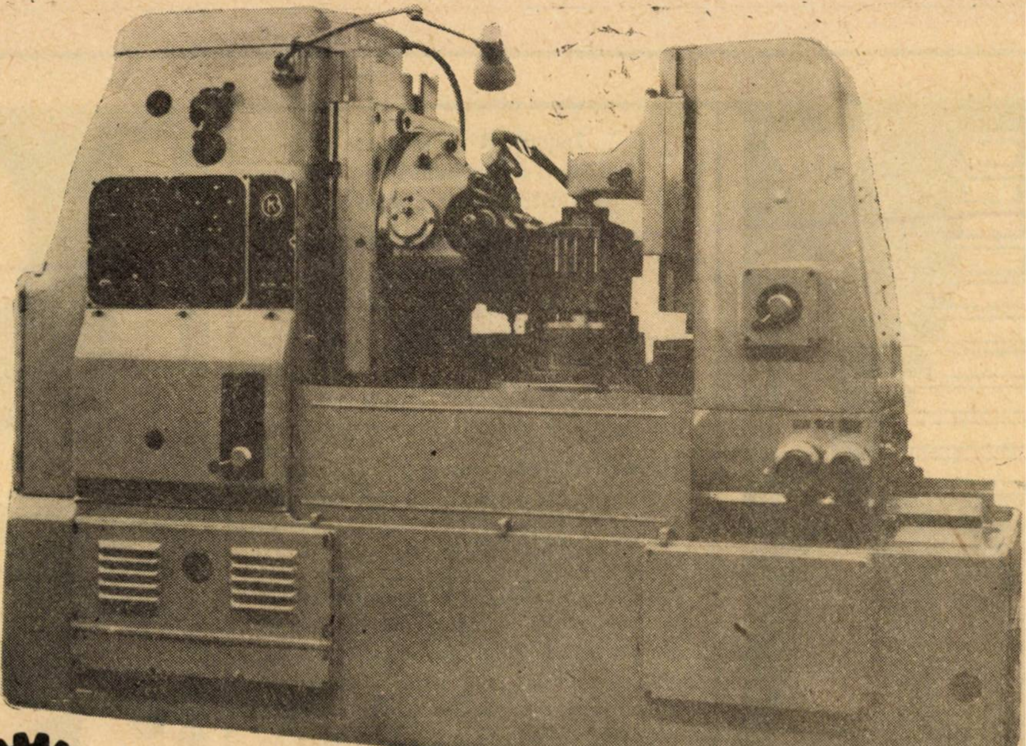
Cu ajutorul maşinii 5K324, maşinii 5K 32 şi cîteva modificări, se pot executa:

5K324 şi 5K32A	— reglarea se efectuează pe baza roţilor dinţate de schimb
5K324P şi 5K32P	— sînt înzestrate cu o înaltă precizie
5K324U şi 5K32U	— electromotorul cu mişcare principală este amplasat pe un suport
5K324M şi 5K32M	— tăierea roţilor cu număr mic de dinţi şi a roţilor melc cu mai multe începuturi

Scurtarea timpului auxiliar, folosirea instrumentului din aliaj dur, independenţa transmiterii radiale de cea verticală, folosirea regimurilor ridicate de tăiere şi a metodelor moderne de frezat roţi dinţate ridică şi mai mult eficienţa folosirii acestor maşini.

Pentru toate problemele vă rugăm să vă adresaţi:

U.R.S.S., Moscova, G—200 • Stankoimport • Telefon: 244—21-32 • Telex: 227, 228



STANKOIMPORT

UZINA
AUTOMECANICA
MEDIAȘ

PRODUCE ȘI LIVREAZĂ VEHICULE RUTIERE SPECIALE:

AUTOCOMUNALE:

- autostropitoare cu plug și perie
- autogunoieră cu benă și dispozitiv pentru încărcat pubele
- autovidanioare

AUTOCISTERNE:

- autocisternă pentru transportat lapte
- autocisternă pentru transportat combustibili și lubrifianți

FURGOANE AUTO:

- furgon pentru transportat pîine
- furgon izoterm
- furgon frigorific

SEMIREMORCI SPECIALE:

- semiremorcă izotermă
- semiremorcă frigorifică
- semiremorcă pentru transportat mobilă
- semiremorcă pentru transportat confecții
- semiremorcă pentru transportat combustibil

5 MAR 1970

Recomandări pentru autori

1. *Lucrările care pot fi prezentate spre publicare sînt: de importanță generală, tehnico-științifice speciale, teoretice sau experimentale și tehnice obișnuite.*

2. *Lucrările vor fi axate pe aducerea la îndeplinire a sarcinilor trasate de documentele de partid și de stat privind îndeosebi introducerea tehnicii noi, ridicarea calității produselor, reducerea prețului de cost, creșterea productivității muncii etc. Legătura cu practica muncii de cercetare, proiectare, învățămînt. producție este condiția esențială pe care trebuie să o îndeplinească tema tratată. Lucrările de sinteză sau de discuție să se refere la probleme noi și actuale, de interes general. Articolele interesînd industria vor cuprinde considerații privind eficiența economică a soluțiilor. Se recomandă ca articolele să conțină propuneri de viitor.*

3. *Verificarea experimentală se impune ca necesitate de prim ordin la lucrările care se pretează la asemenea verificări.*

4. *Lucrările care au mai fost publicate integral sau parțial nu pot fi trimise redacției spre publicare.*

5. *Un scurt rezumat fixînd premisele de la care s-a pornit problema studiată și cadrul în care este tratată, nedepășind 4—5 rînduri, va fi anexat lucrării.*

6. *În introducere se încadrează problema în preocupările generale ale disciplinei și în preocupările producției; de asemenea se arată scopul lucrării, subliniindu-se contribuția autorului. Tratarea va trebui să fie unitară, permițînd înțelegerea fără dificultăți a problemelor. Se vor evita introduceri sau demonstrații voluminoase; de asemenea se va evita repetarea în text a ceea ce poate fi găsit în literatura publicată sau poate fi redat intuitiv prin materialul grafic — ilustrativ, tabele etc.*

7. *Concluziile vor concentra rezultatele obținute cu indicarea limitei de valabilitate și aplicațiile posibile.*

8. *Citarea literaturii de specialitate este obligatorie pentru afirmațiile luate din alte lucrări și care nu sînt în general cunoscute.*

9. *Dezvoltările matematice vor fi limitate la cele absolut necesare înțelegerii raționamentului.*

10. *Se recomandă o atenție deosebită scrierii formulelor conform STAS. Indicii și exponenții se vor scrie mai mici decît baza și așezați mai jos sau mai sus decît baza. Se vor scrie, de asemenea, cu grijă literele majuscule, minuscule sau cele rusești, grecești, germane, cifrele romane etc.*

11. *Lista bibliografică se va întocmi cuprinzînd lucrările la care se referă textul (cum și figuri și tabele) atît cele speciale, cît și cele generale. Se vor indica toate datele în transcrieri originale. Pentru cărți: numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet (eventual și tradus, în paranteză), ediția, editorul, locul editurii, anul. Pentru articole: numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet original (eventual și tradus, în paranteză), revista, volumul, numărul, luna și anul, paginile.*

12. *Scrisul la mașină al articolelor este recomandat cu insistență, exceptîndu-se lucrările scrise caligrafic.*

Se scrie pe o singură pagină (față), la două rînduri (2 000 semne de pagină). Se recomandă 10—12 pagini dactilografiate.

13. *Nu se admite trimiterea concomitentă a textului la alte publicații.*

14. *Articolele se trimit cu o notă însoțitoare pe adresa redacției. În notă se vor indica: titluri, funcții, localitatea și adresa domiciliului, număr de telefon.*

15. *Lucrările executate în cadrul diverselor instituții sau organizații vor purta aprobarea acestora pentru publicare.*

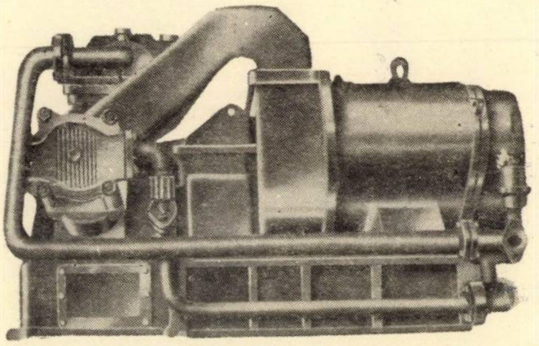
16. *Corecturile se vor face după normele tipografice în vigoare. Corecturile trimise autorilor vor fi înapoiate în maximum 48 de ore de la primire. Nu se admit modificări în corectură față de manuscris.*

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

Timpuri Noi

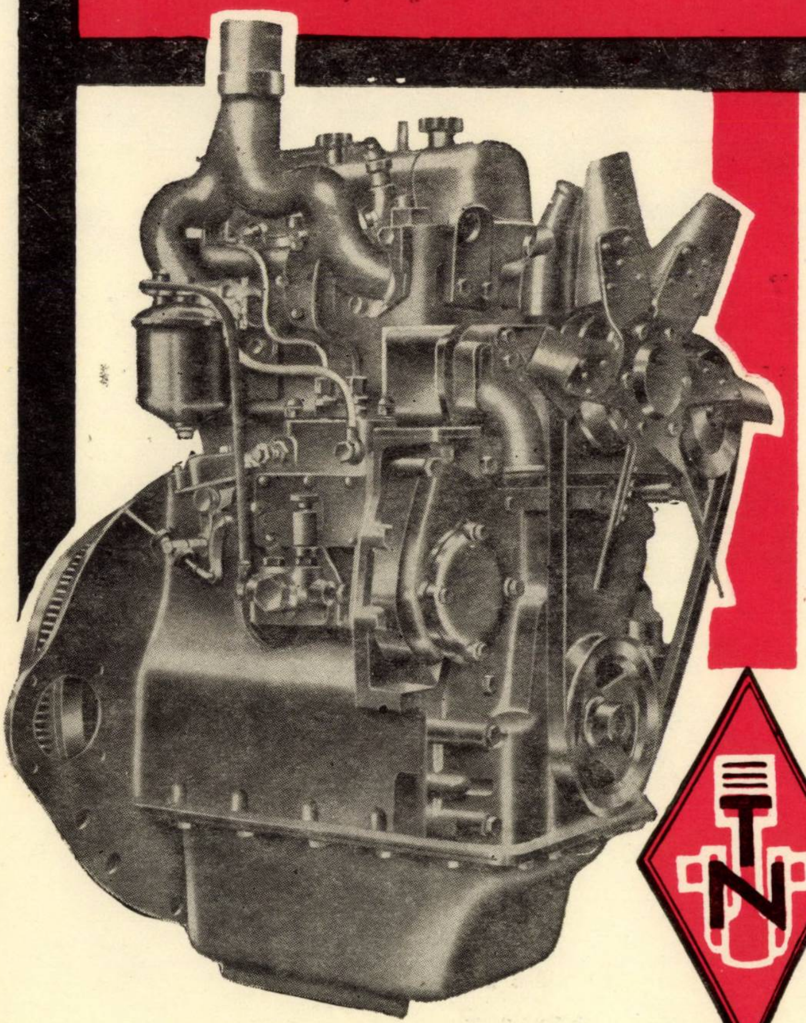
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate :



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Troleibuze
- Instalaţii petroliere
- Şantiere
- Excavatoare
- Garaje
- Automatizări
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston – consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi".

UZINA
VULCAN
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unități de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
București Tel. 31.51.02

E 3249

R

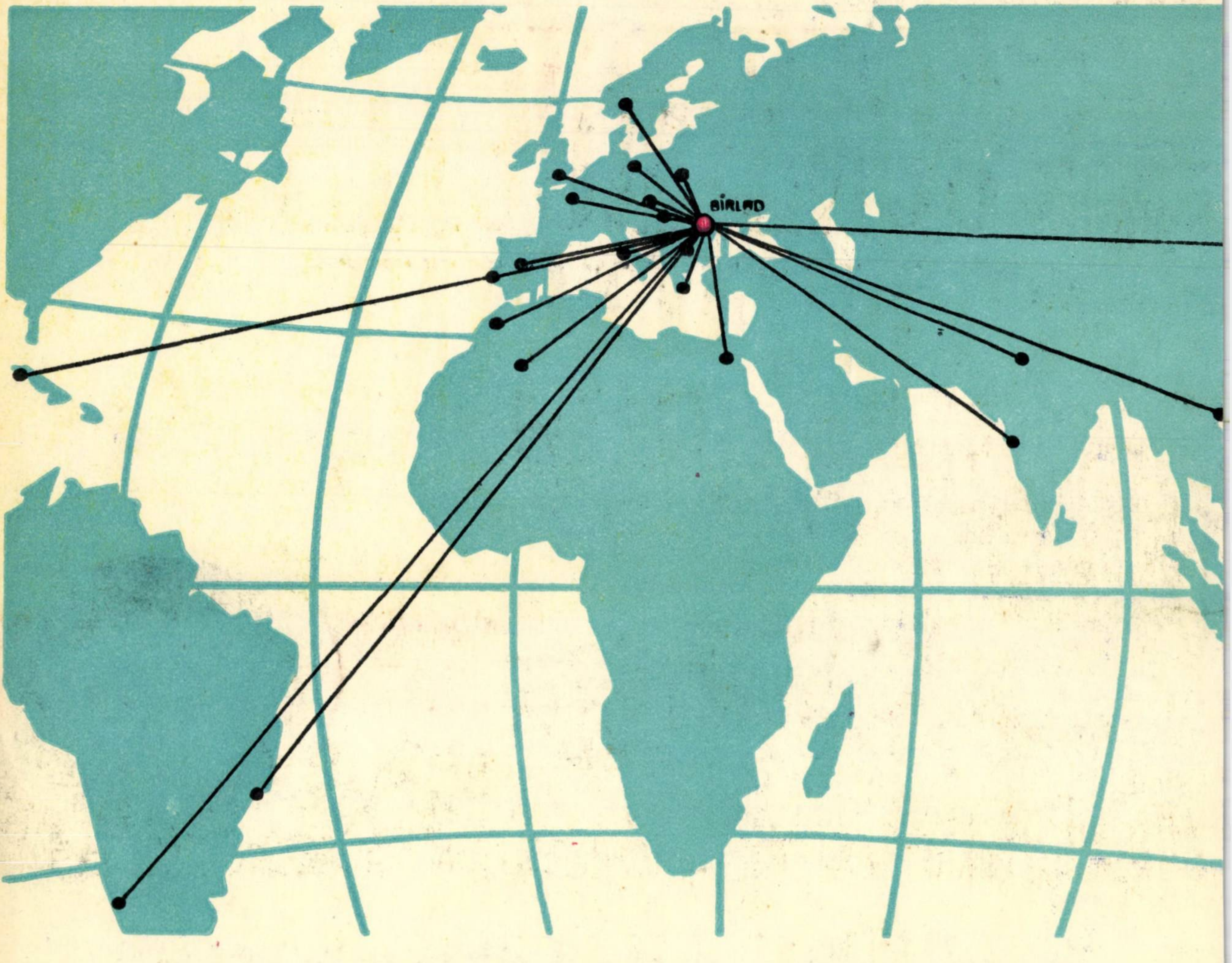
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

10

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXI • Nr. 10 • OCTOMBRIE 1969

Cr3
nr 3

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd:*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri:*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

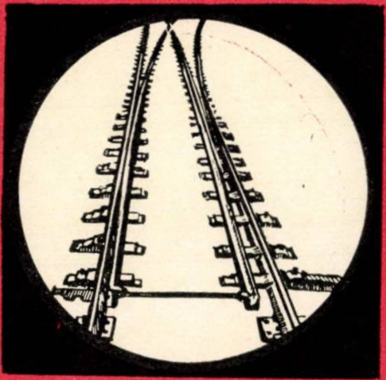
produce autocamioane „Carpați" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum și autoșasiuri pentru:

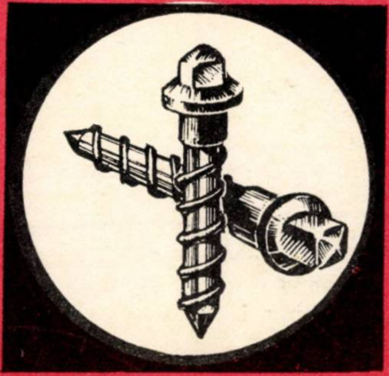
- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

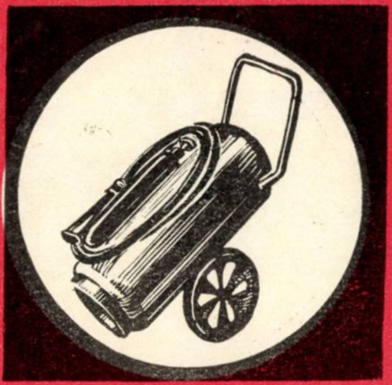
Uzina de Autocamioane Brașov • Str. Poienelor nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanți pentru străinătate: „Autotractor" București • Str. Lipscani nr. 19

UZINA MECANICA BUZAU

Str. Şantierului nr. 39 — Buzău







execută şi livrează:

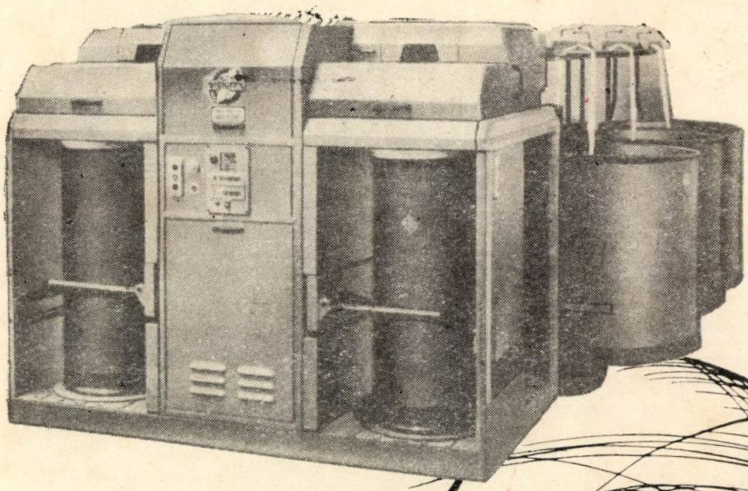
- aparate de cale tip 40 şi 49
- aparate de cale ecartament îngust
- tirfoane şi cleme elastice contra fugirii şinelor
- saboţi opritori pentru vagoane de cale ferată
- maşini de tăiat şi găurit şine acţionate manual
- utilaje de stins incendii:
  - stingător transportabil cu spumă chimică C 90 şi C 180
  - stingător transportabil cu praf şi bioxid de carbon tip P 125
  - stingător portabil cu zăpadă carbonică G 3 şi G 6
- silozuri de ciment de 25 t şi 81 t capacitate
- cuve pentru transformatoare
- conducte pentru irigaţii
- rezervoare metalice pentru combustibil lichid de diferite forme şi capacităţi

APCAROM

E3279

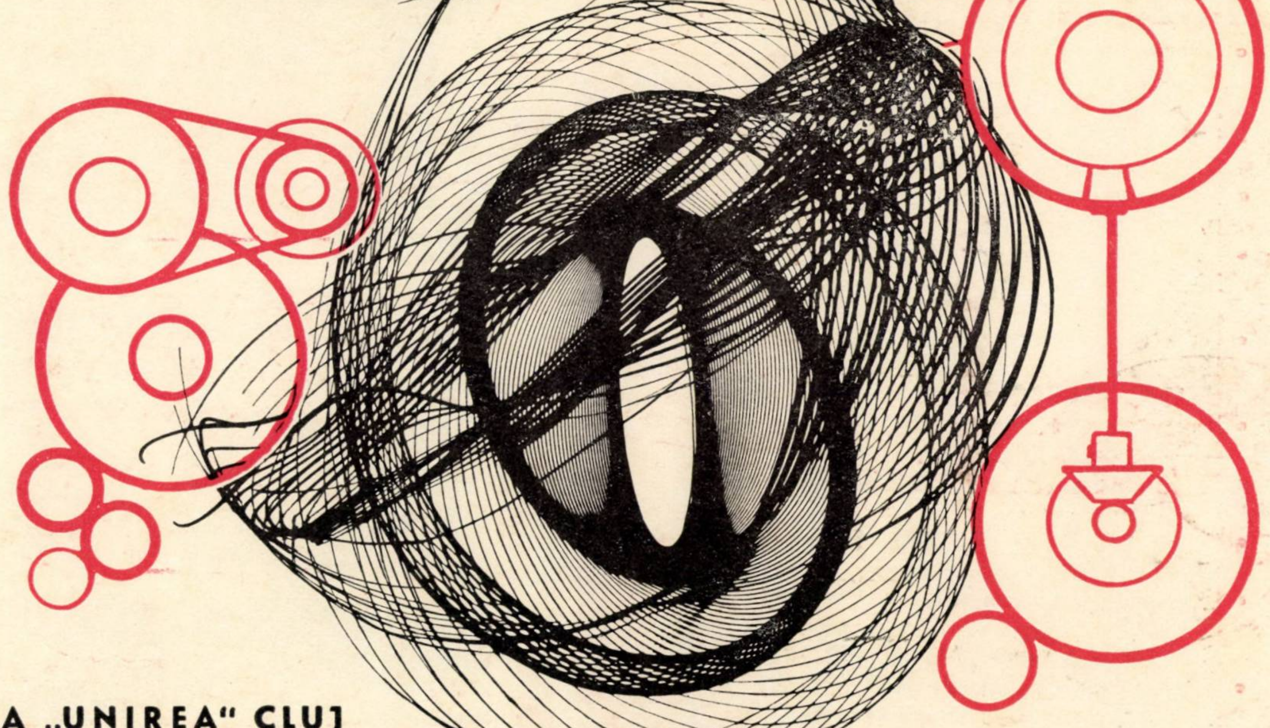
UZINA UNIREA CLUJ

Piaţa 1 Mai, 2 — Cluj



LAMINORUL DE BUMBAC TIP LD
fabricat după licenţă INGOLSTADT

Este prevăzut cu 2 capete de debitare şi are viteza de debitare de maximum 350 m/min.



UZINA „UNIREA" CLUJ

fabrică pentru piaţa internă şi externă:

- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb

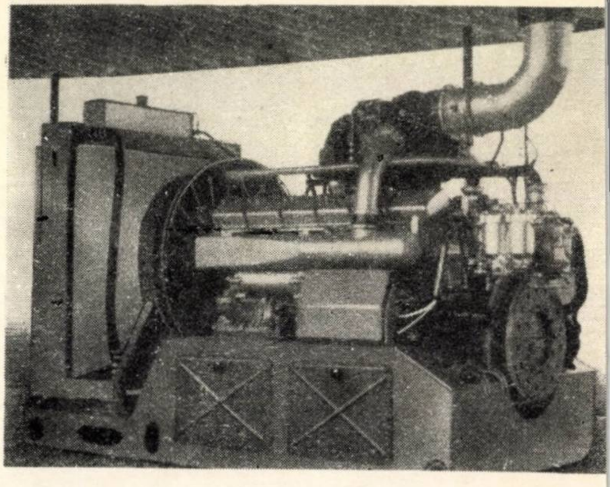
Unirea

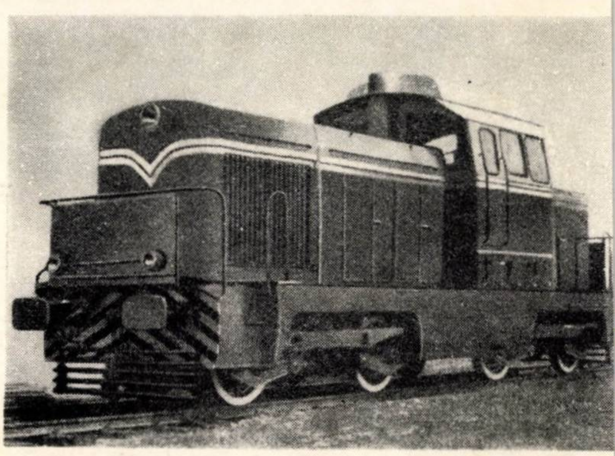
FAUR

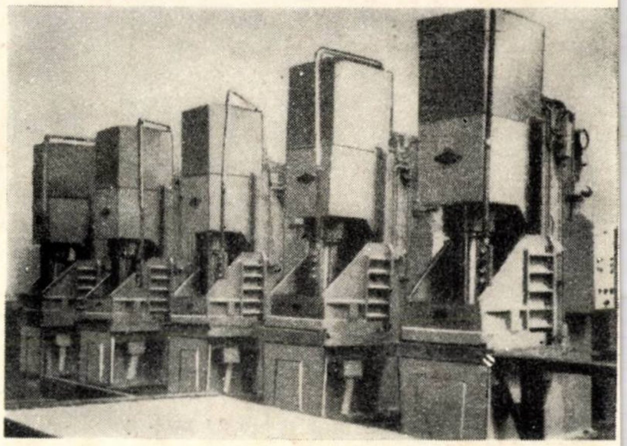
UZINA 23 AUGUST

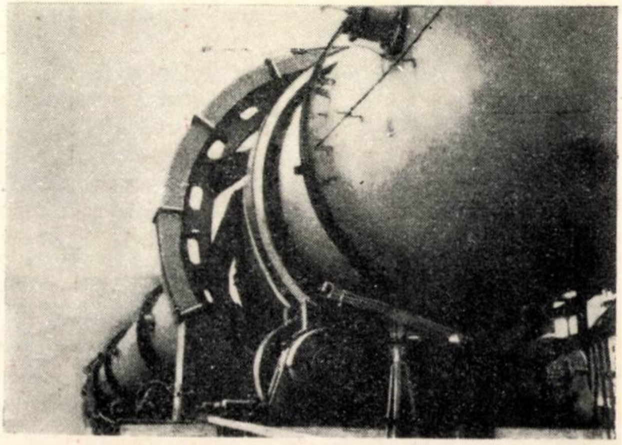
execută și livrează

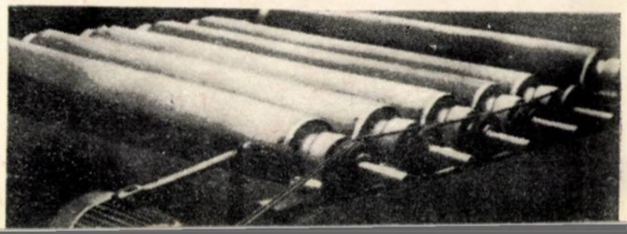
- Locomotive Diesel hidraulice de 150 – 250 CP, ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm și ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesl hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane.
- Motoare Diesel cu 6 cilindri de 200—550 CP și 12 cilindri de 400—1200 CP.
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350 – 860 CP.
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6–18 kgf/cm^2.
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice.
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata.
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat.
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc).
- Utilaje pentru oțelării.
- Utilaj pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi).
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4, și 5 t/șarjă și cu gaze, vagonete etc).
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule.
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



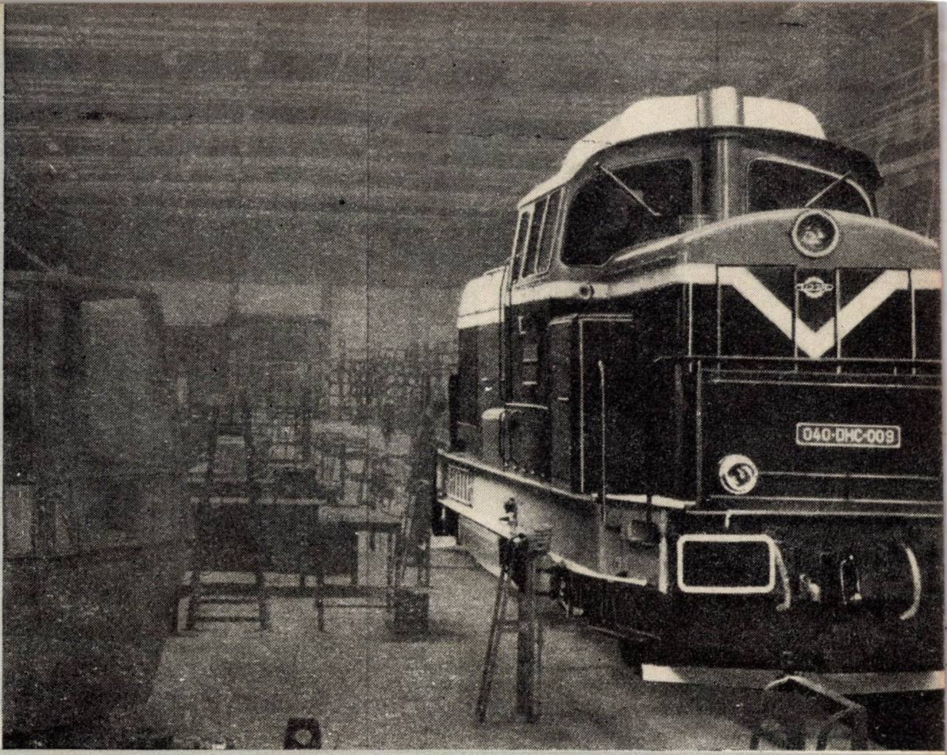


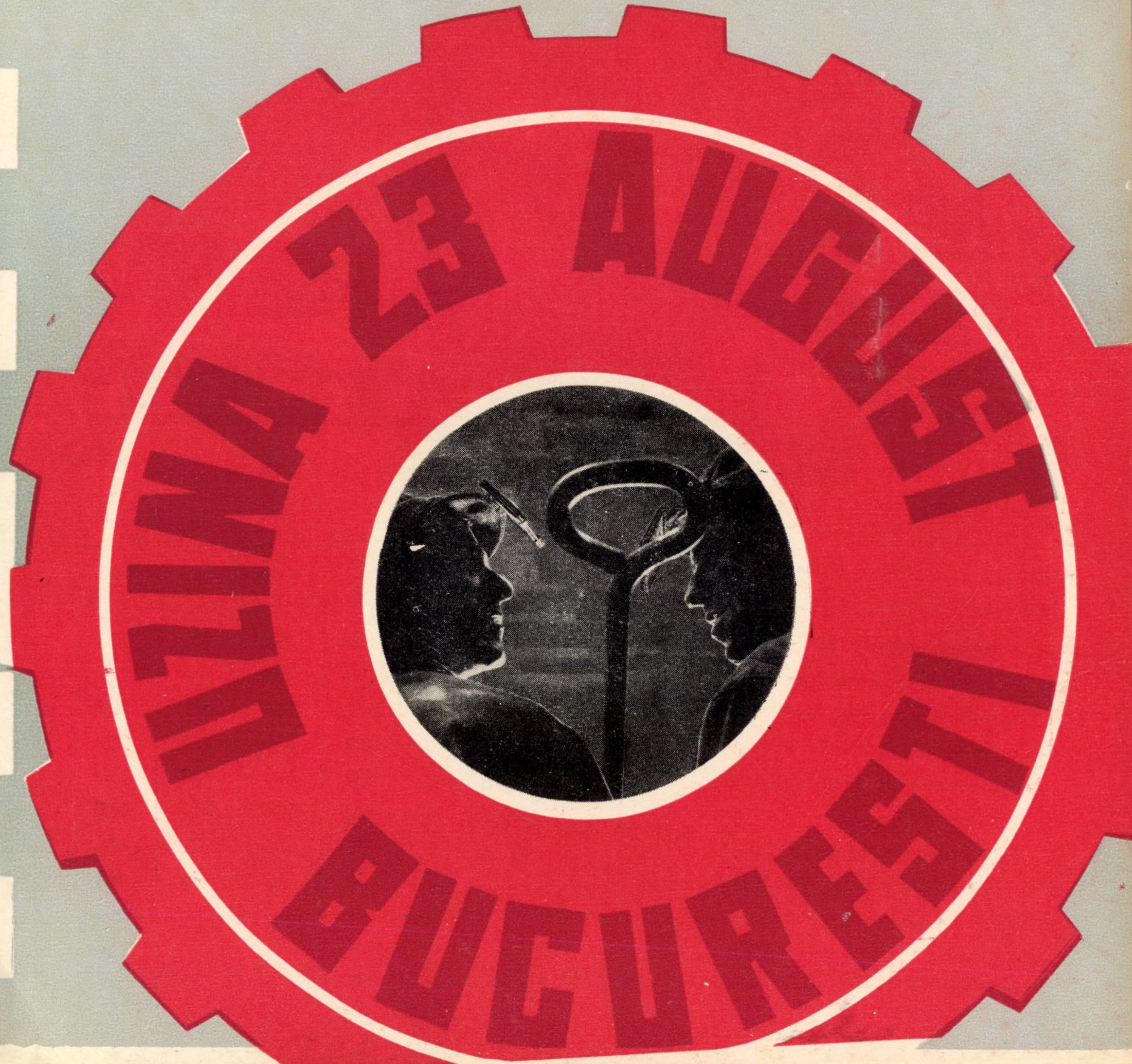






Bd. Muncii, 256 — Tel. 21.60.30




UZINA 23 AUGUST
BUCUREȘTI

CRICURI HIDRAULICE CH • 50 tf — 100 tf — 200 tf

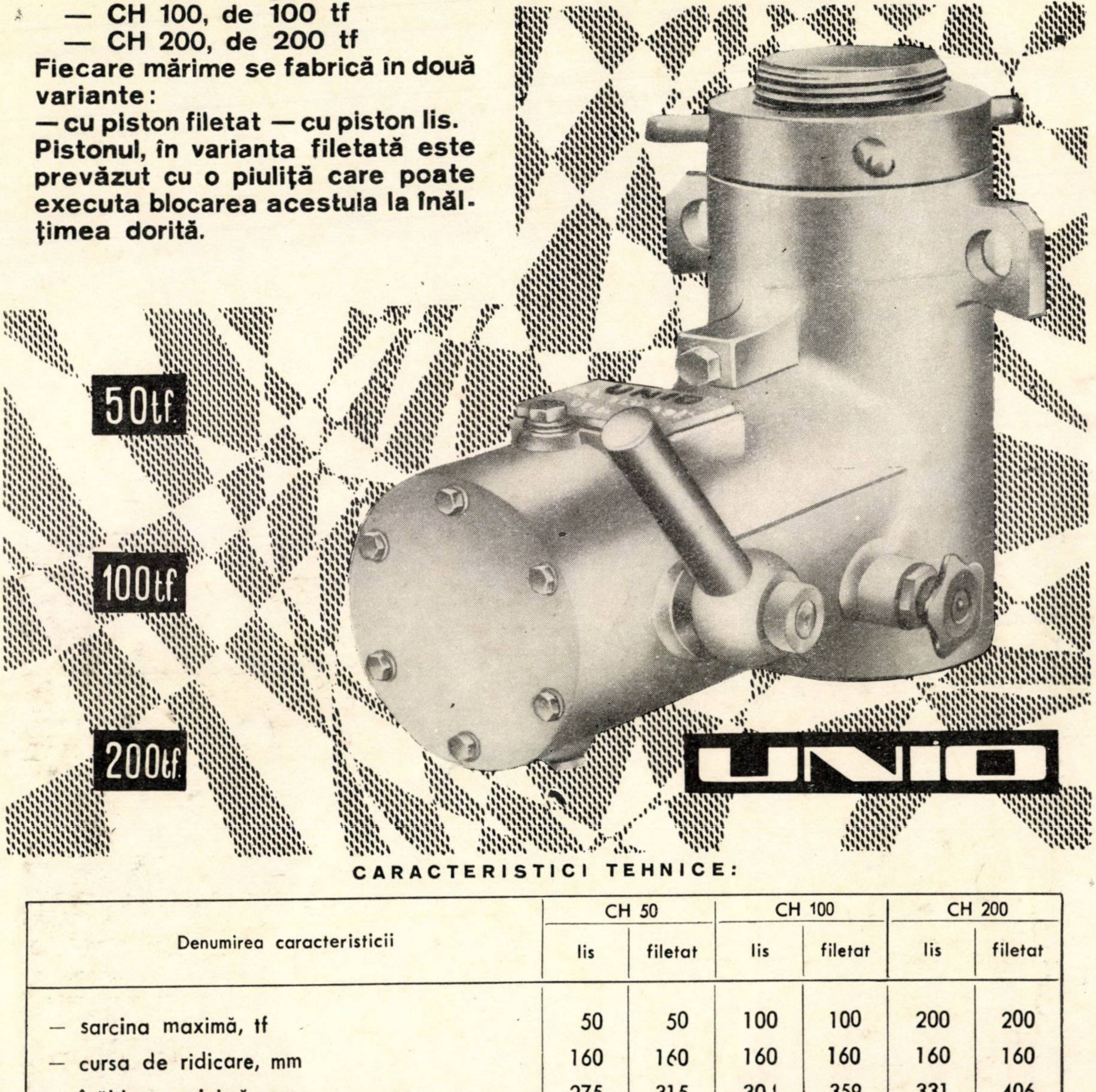
Cricurile hidraulice servesc la ridicarea utilajelor industriale de greutate foarte mare în cadrul lucrărilor de montare, demontare şi reparaţii ale acestora. Cricurile se fabrică în trei mărimi, după forţa maximă de ridicare:

- **— CH 50, de 50 tf**
- **— CH 100, de 100 tf**
- **— CH 200, de 200 tf**

Fiecare mărime se fabrică în două variante:

— cu piston filetat — cu piston lis.

Pistonul, în varianta filetată este prevăzut cu o piuliţă care poate executa blocarea acestuia la înălţimea dorită.



CARACTERISTICI TEHNICE:

Denumirea caracteristicii	CH 50		CH 100		CH 200	
	lis	filetat	lis	filetat	lis	filetat
— sarcina maximă, tf	50	50	100	100	200	200
— cursa de ridicare, mm	160	160	160	160	160	160
— înălţimea minimă, mm	275	315	304	359	331	406
— diametrul pistonului, mm	125	125	180	180	250	250
— presiunea de lucru, kgf/cm²	400	400	400	400	400	400
— masa proprie, kg	68	74	120	126	210	245
— forţa la pîrghia pompei, kgf	21	21	21	21	21	21
— durata de ridicare la 30 pompări/min, min	17	17	33	33	66	66

UZINA UNIO SATU-MARE • STR. UZINEI, 35 • TEL.: 1801-2 • TELEX: 8312

VENTILATOR ELECTRIC VE 400

Ventilatorul VE 400 se foloseste pentru aerajul parțial al locurilor de muncă în mine. Utilizarea acestui ventilator se caracterizează prin:

— siguranță deplină de funcționare chiar și în minele cu atmosferă viciată de gaz metan sau praf de cărbune, motorul fiind capsulat în carcasă antideflagrantă;

— economicitate în exploatare datorită randamentului său ridicat;

— respectarea cerințelor de protecție a muncii datorită eficacității ventilației realizate și funcționării silențioase.

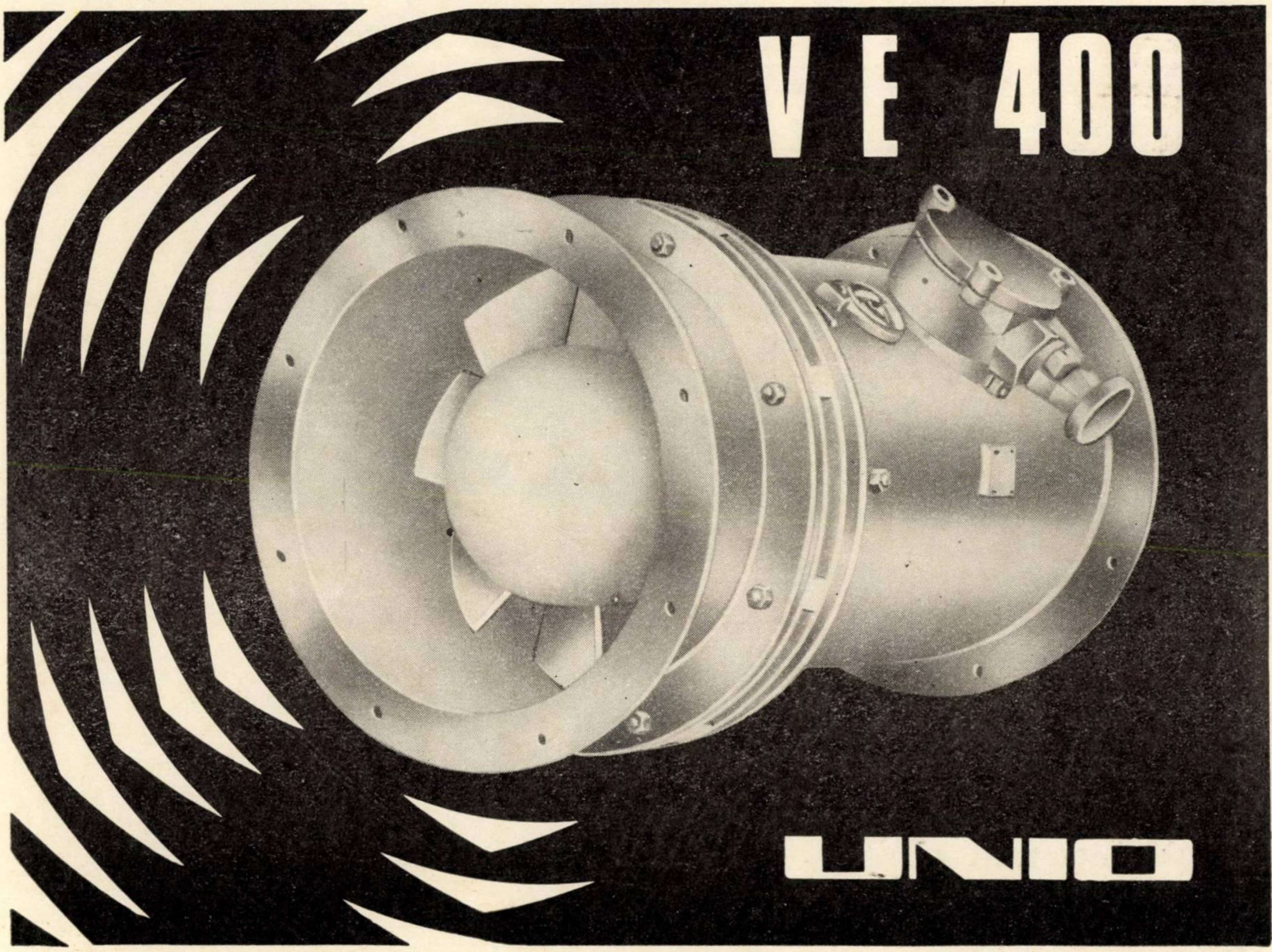
Ventilatorul axial electric VE 400 este antrenat printr-un motor electric antigrizutos, flanșat, montat în interiorul carcasei tubulare.

Rotorul ventilatorului turnat din aliaj de aluminiu are palete profilate și se fixează direct pe arborele motorului, realizîndu-se în acest fel o construcție compactă.

Carcasa tubulară este o construcție ușoară din tablă sudată prevăzută cu flanșe.

Caracteristici tehnice:

— debitul, m^3/min	80
— presiunea, mm col. apă	65
— puterea motorului, kW	1,5
— turația, rot/min	3 000
— masa netă, kg	101
— diametrul interior, mm	400
— dimensiuni de gabarit, mm	700 × 506 × 580



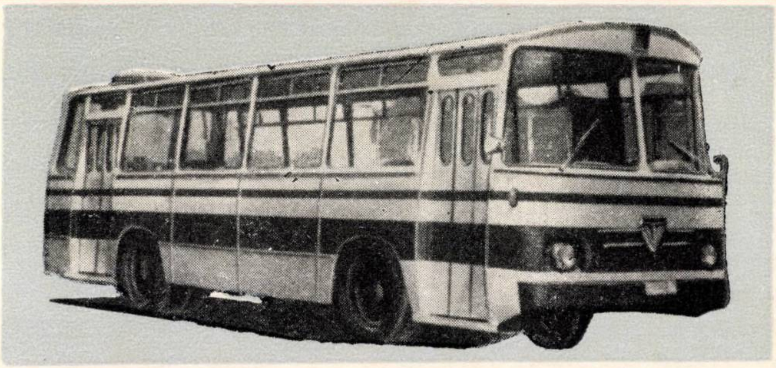
UZINA UNIO SATU-MARE • STR. UZINEI, 35 • TEL.: 1801-2 • TELEX: 8312

AUTOBUZUL

UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI

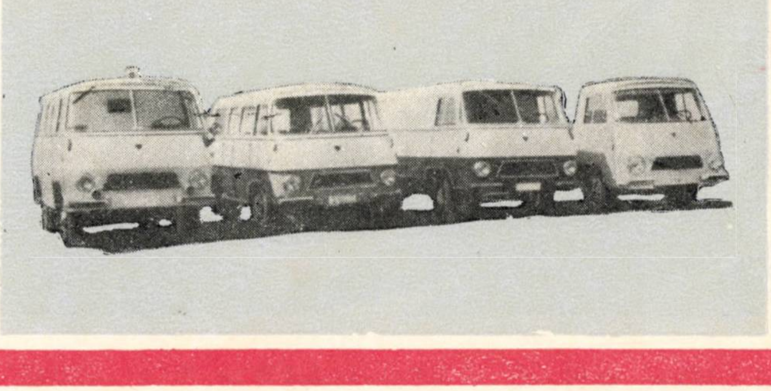
PRODUCE AUTOVEHICULE DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN COMUN ŞI TRANSPORTULUI MĂRFURILOR DE MIC TONAJ.

● AUTOBUZELE DE MEDIE CAPACITATE TV-20, ECHIPATE CU MOTOARE DE 145 CP — FUNCŢIONÎND CU BENZINĂ, SÎNT DESTINATE TRANSPORTULUI DE CĂLĂTORI ÎN ORAŞE (CAPACITATE TOTALĂ 85 CĂLĂTORI) ŞI ÎNTRE LOCALITĂŢI — CAPACITATE TOTALĂ 42 LOCURI + BAGAJELE AFERENTE (25 KG/CĂLĂTOR).



● AUTOBUZUL DE MICĂ CAPACITATE TV-71 — DESTINAT TRANSPORTULUI INTERURBAN ESTE ECHIPAT CU MOTOR CU BENZINĂ, DE 145 CP. AUTOBUZUL ARE O CAPACITATE TOTALĂ DE 28 CĂLĂTORI+BAGAJELE (25 KG/CĂLĂTOR)

● AUTOUTILITARELE TV-41-51 — AU CAPACITATE DE TRANSPORT (SARCINĂ UTILĂ) DE 1200 KG LA SIMPLA TRACŢIUNE (TV-41) ŞI 1000 KG LA DUBLA TRACŢIUNE (TV-51). ECHIPATE CU MOTOR DE 70 CP, FUNCŢIONÎND CU BENZINĂ — ACEASTĂ CLASĂ DE PRODUSE ARE PARAMETRII DINAMICI CONVENABILI PENTRU TRANSPORTUL ORĂŞENESC SAU INTERURBAN.



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1969

CUPRINS

Băncilă, A.: **Introducerea tehnicii noi, pîrghie a ridicării nivelului tehnic al producţiei, sarcină de excepţională însemnătate a Congresului al X-lea al P.C.R.** 587
Ciocîrdia, C.: **Bazele proiectării vîrfului burghielor de săpat gropi.** 590
Demian, Tr.: **O nouă metodă pentru determinarea momentului de frecare din lagărele pentru vîrfuri.** 596
Drăghici, Gh.: **Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra uzurii cuţitului la strunjirea de degroşare a fontei.** 603
Minciu, C.: **Influenţa alunecării la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate.** 604
Macovei, A.: **Un nou tip de încărcător pentru depozite de produse în vrac.** 608
Murad, E. şi Cristea, I.: **Construcţia caracteristicii de tracţiune a tractorului în funcţie de caracteristica de turaţie la sarcini parţiale a motorului.** 612
Popovici, Vl. şi Berinde, V.: **Cercetări asupra geometriei ajutajelor generatoarelor de plasmă.** 615
Popovici, T. şi Brădăţeanu, V.: **Însuşirea şi dezvoltarea fabricaţiei de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România.** 618
Şontea, S.: **Consideraţii asupra sudabilităţii aliajului de aluminiu indigen, tip Al Si Mg Mn (anticorodal).** 625
Spineanu, U.: **Influenţa eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare.** 630
Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta şi Sorin, M.: **Protecţia zamacului cu acoperiri galvanice cupru-nichel-crom.** 636

DOCUMENTARE 641
REVISTA REVISTELOR 645
CRONICĂ 646

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare
Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă, prof. ing. I. Grosu, conf. dr. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan, ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.
Redactor: Elena Ştefănescu

S U M A R

CZ 621 (09)

Băncilă, A. : **Introducerea tehnicii noi, pîrghie a ridicării nivelului tehnic al producției, sarcină de excepțională însemnătate a Congresului al X-lea al P.C.R.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 587–589

CZ 622.24.051 : 624.132.3

Ciocîrdia, C. : **Bazele proiectării vîrfului burghielor de săpat gropi.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 590–595

CZ 621.822 : 621.891

Demian, Tr. : **O nouă metodă pentru determinarea momentului de frecare din lagărele pentru vîrfuri.**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10 p. 596–602

CZ 621.941.025–71 : 539.538

Drăghici, Gh. : **Influența răcirii cu lichid pulverizat asupra uzurii cuțitului la strunjirea de degroșare a fontei.**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10, p. 603–604

CZ 621.834 : 621.771.67

Minciu, C. : **Influența alunecării la prelucrarea prin rulare a roților dințate.**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10, p. 604–607

CZ 621.869.3 : 621.796.62

Macovei, A. : **Un nou tip de încărcător pentru depozite de produse în vrac.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 608–611

CZ 629.114.2 : 621.431.73

Murad, E. și *Cristea, I.* : **Construcția caracteristicii de tracțiune a tractorului în funcție de caracteristica de turație la sarcini parțiale a motorului.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 612–614

CZ 621.791.755.001.5

Popovici, Vl. și *Berinde, V.* : **Cercetări asupra geometriei ajutajelor generatoarelor de plasmă.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 615–618

CZ 621.313.322–81

Popovici, T. și *Brădățeanu, V.* : **Însușirea și dezvoltarea fabricației de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 618–625

CZ 669.715 : 620.179.2

Șontea, S. : **Considerații asupra sudabilității aliajului de aluminiu indigen, tip Al Si Mg Mn (anticorodal).**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10, p. 625–629

CZ 531.7

Spineanu, U. : **Influența eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare.**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10, p. 630–635

CZ 669.55 : 621.357.8

Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta și *Sorin, M.* : **Protecția zamacului cu acoperiri galvanice — cupru-nichel-crom.**

Construcția de Mașini 21 (1969) nr. 10, p. 636–640

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI“, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor șef : 14.90.27 ; Redacția : București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 16.21.70/173. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informația“. București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3742.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621 (09)
Бэнчилэ, А.: **Внедрение новой техники, рычог подъема технического уровня производства, особо важное задание 10 Съезда К.П.Р.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 587–589

ДК 622.24.051 : 624.132.3
Чиокырдиа, К.: **Основа проектирования головок ямокопательных буров.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 590–595

ДК 621.822 : 621.891
Демиан, Тр.: **Новый метод определения момента трения в подшипниках для центров.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 596–602

ДК 621.941.025–71 : 539.538
Дрэгич, Г.: **Влияние охлаждения распыленной жидкостью на износ резца, при обдирочной расточке чугуна.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 603–604

ДК 621.834 : 621.771.67
Минчиу, К.: **Влияние скольжения при обработке шестерен путем обкатки.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 604–607

ДК 621.869.3 : 621.796.62
Маковей, А.: **Новый тип погрузчика для складов сыпучих тел.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 608–611

ДК 629.114.2 : 621.431.73
Мурад, Е. и *Кристя. И.*: **Конструкция тяговой характеристики трактора в зависимости от характеристики оборотов при частичных нагрузках двигателя.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 612–614

ДК 621.791.755.001.5
Попович, Вл. и *Беринде, В.:* **Исследование геометрии сопла плазмовых генераторов.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 615–618

ДК 621.313.322–81
Попович, Т. и *Брэдэцяну, В.:* **Освоение и развитие производства паровых турбоагрегатов в Социалистической Республике Румынии.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 618–625

ДК 669.715 : 620.179.2
Сонтя, С.: **О свариваемости отечественного алюминиевого сплава типа Al Si Mg Mn (антикоррозийный).**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 625–629

ДК 531.7
Спиняну, У.: **Влияние усилий измерения на точность измерения.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 630–635

ДК 669.55 : 621.357.8
Теодореску Минодора, Лесченко Джорджета и *Сорин, М.:* **Защита замака гальцаническими покрытиями — медно-пикелево-хромовыми.**
Construcţia de Maşini 21 (1969) № 10, стр. 636–640

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621 (09)
Băncilă, A.: **Einführung der neuen Technik, Mittel zur Hebung des technischen Produktionsniveaus, eine Zielsetzung von besonderer Bedeutung des X. Parteitags der R.K.P.**
Construcţia de Maşini 21(1969), H. 10, S. 587–589

DK 622.24.051 : 624.132.3
Ciocîrdia, C.: **Grundlagen des Projektierens von Spitzen der Erdlochbohrer.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 590–595

DK 621.822 : 621.891
Demian, Tr.: **Eine neue Methode zur Bestimmung des Reibungsmomentes bei Spurlagern.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 596–602

DK 621.941.025
Drăghici, Gh.: **Der Einfluss der Kühlung durch pulverisierte Flüssigkeit auf die Abnutzung des Stahles beim Schruppen des Gusseisens.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 603–604

DK 621.834 : 621.771.67
Minciu, C.: **Der Einfluss des Gleitens bei der Walzherstellung der Zahnräder.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 604–607

DK 621.869.3 : 621.795.62
Macovei, A.: **Eine neue Ladeeinrichtung für Lager von Massengütern.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S 608–611

DK 629.114.2 : 621.431 73
Murad, E. und *Cristea, I.:* **Die Konstruktion der Zugcharakteristik des Traktors in Abhängigkeit von der Drehzahlcharakteristik bei Teillasten des Motors.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 612–614

DK 621.791.755.001.5
Popovici, Vl. und *Berinde, V.:* **Untersuchungen bzgl. der Düsengeometrie von Plasmageneratoren.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 616–618

DK 621.313.322–81
Popovici, T. und *Brădăţeanu, V.:* **Eigenschaft und Fabrikationsentwicklung von Dampf-Turboaggregaten in der Rumänischen Sozialistischen Republik.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 618–625

DK 669.715:620.179.2
Şontea, S.: **Betrachtungen bzgl. der Schweissmöglickeit der einheimischen Aluminiumlegierung Type Al Si Mg Mn (nicht ätzbar).**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 625–629

DK 531.7
Spineanu, U.: **Der Einfluss des Messdruckes auf die Genauigkeit des Messens.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 630–635

DK 669.55 : 621.357.8
Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta und *Sorin, M.:* **Schutz des Zamaks mit galvanischen Deckschichten Kupfer-Nikel-Chrom.**
Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 10, S. 636–640

CONTENTS

DC 621 (09)

Băncilă, A.: **The introduction of up-to-date technics as a lever for continuosly rising the technical level of production — a task of paramount importance set up by the X-th Congress of the Romanian Communist Party.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 587–589

DC 622.24.051 : 624.132.5

Ciocîrdia, C.: **Fundamentals of pit driller tip designing.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 590–595

DC 621.822 : 621.891

Demian, Tr.: **A new method for the determination of friction moment in end bearings.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 596–602

DC 621.941.025–71 :539.538

Drăghici, Gh.: **The influence of spray cooling on wear of cutters in rough shaping of cast iron.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 603–604

DC 621.834 : 621.771.67

Minciu, C.: **Influence of sliding in machining by rotation of gear wheels.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 604–607

DC 621.869.3 : 621.796.62

Macovei, A.: **A new type of charger designed for bulk material yards.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 608–611

DC 629.114.2 : 621.431.73

Murad, E. and *Cristea, I.*: **Traction characteristic of tractors based on rotation characteristic for partial loads of the motor.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 612–614

DC 621.791.755.001.5

Popovici, Vl. and *Berinde, V.*: **Research on the geometry of the nozzles of plasma generators.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 615–618

DC 621.313.322–81

Popovici, T. and *Brădățeanu, V.*: **Assimilation and development of steam turboaggregate fabrication in the Socialist Republic of Romania.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 618–625

DC 669.715 :620.179.2

Șontea, S.: **Considerations on the weldability of Romanian aluminium alloy of the Al Si Mg Mn type (anticorrosive).**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 625–629

DC 531.7

Spineanu, U.: **Influence of measurement efforts on measurement process accuracy.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 630–635

DC 669.55 : 621.357.8

Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta and *Sorin, M.*: **Galvanic coating protection copper-nickel-chromium of zinc based alloys.**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 636–640

SOMMAIRE

CD 621 (09)

Băncilă, A.: **L'introduction de la technique moderne, moyen pour hausser le niveau technique de la production, charge d'une importance exceptionnelle fixée par le Xème Congrès du Parti Communiste Roumain.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 587–589

CD 622.24.051 : 624.132.3

Ciocîrdia, C.: **Les bases de l'établissement du projet des pointes des forets pour le bêchage des fosses.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 590–595

CD 621.822 : 621.891

Demian, Tr.: **Une nouvelle méthode pour déterminer le moment de frottement dans les paliers sur aiguilles.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 596–602

CD 621.941.025–71 : 539.538

Drăghici, Gh.: **L'influence du refroidissement à liquide pulvérisé sur l'usure de l'outil lors du dégrossissage de la fonte.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 603–604

CD 621.834 : 621.771.67

Minciu, C.: **L'influence du glissement lors de l'usinage par roulage des roues dentées.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 604–607

CD 621.869.3 : 621.796.62

Macovei, A.: **Un nouveau type de chargeur pour dépôts de produits en vrac.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 608–611

CD 629.114.2 : 621.431.73

Murad, E. et *Cristea, I.*: **La détermination de la caractéristique de traction du tracteur en fonction de la caractéris. tique du nombre des tours, aux charges partielles du moteur**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 612–614

CD 621.791.755.001.5

Popovici, Vl. et *Berinde, V.*: **Recherches sur la géométrie des ajutages des générateurs de plasma.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 615–618

CD 621.313.322–81

Popovici, T. et *Brădățeanu, V.*: **L'assimilation et le développement de la fabrication des turbo-agrégats à vapeur dans la République Socialiste de Roumanie.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 618–625

CD 669.715 :620.179.2

Șontea, S.: **Considérations sur la soudabilité de l'alliage d'aluminium indigène, type AlSiMgMn (anticorrodant).**

Construcția de Mașini 21 (1969), nr. 10, p. 625–629

CD 531.7

Spineanu, U.: **L'influence des efforts de mesurage sur la précision du processus de mesurage.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 630–635

CD 669.55 : 621.357.8

Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta et *Sorin, M.*: **La protection du zamak à l'aide des revêtements galvaniques cuivre-nickel-chrome.**

Construcția de Mașini 21 (1969), no. 10, p. 636–640

CZ 621 (09)

Introducerea tehnicii noi, pîrghie a ridicării nivelului tehnic al producţiei, sarcină de excepţională însemnătate a Congresului al X-lea al P.C.R.

Ing. Aurel Băncilă – Director tehnic al D.G.D.R.T. – M.I.C.M.

Este un lucru unanim recunoscut de întregul nostru popor că cel de-al X-lea Congres al P.C.R. — pagină strălucită în istoria partidului nostru — a constituit, prin spiritul său înnoitor, prin abordarea creatoare a problemelor fundamentale ale dezvoltării ţării, un puternic factor de accelerare a mersului înainte al societăţii noastre.

Înfăţişînd tabloul direcţiilor generale ale dezvoltării industriei noastre în anii care vin, în scopul industrializării ţării, tovarăşul Nicolae Ceauşescu a arătat, în raportul la cel de-al X-lea Congres al P.C.R., că ,,În cincinalul următor producţia industriei construcţiilor de maşini va creşte cu 72—76 la sută, asigurînd circa 70 la sută din utilajele necesare programului de investiţii pe perioada 1971—1975''.

În contextul general al dezvoltării industriei ţării noastre, care în anii 1971—1975 va avea o creştere anuală de 8,5—9,5 la sută, Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. prevăd ca industria construcţiilor de maşini să fie consecvent orientată spre producţii de înaltă tehnicitate, în vederea echipării cu tehnică modernă a economiei, valorificării superioare a metalului, fructificării concepţiei tehnice proprii, creşterii contribuţiei acestei ramuri la extinderea schimburilor economice externe.

Producţia industriei construcţiilor de maşini va trebui să crească, în cincinalul viitor, cu 72—76 la sută, într-un ritm mediu anual de 11,5—12 la sută.

Ritmul de creştere a producţiei şi productivităţii muncii, indicat de Directivele Congresului al X-lea, va putea fi îndeplinit numai prin intensificarea efortului de introducere a tehnicii noi, modernizarea procesului de producţie, introducerea procedeelor tehnologice noi.

Măsurile luate de conducerea partidului şi statului pentru dezvoltarea şi modernizarea ramurii constructoare de maşini, pentru înzestrarea ei cu tehnica modernă, au o influenţă pozitivă asupra creşterii şi diversificării producţiei, asupra ridicării eficienţei sale.

Acest lucru este grăitor ilustrat de faptul că, an de an, numărul produselor noi realizate în industria constructoare de maşini şi intrate în circuitul economic, în diferite ramuri ale economiei naţionale, creşte.

O succintă trecere în revistă a realizărilor în domeniul asimilării produselor noi, în cadrul M.I.C.M., în primii ani ai cincinalului 1966—1970, relevă pe deplin dinamica crescătoare a acestei activităţi şi ne dă certitudinea că sarcinile trasate de Congresul al X-lea al P.C.R., în acest domeniu, vor fi îndeplinite cu succes.

Astfel, comparativ, putem arăta că, dacă în întreaga perioadă 1950—1959 au fost însuşite circa 500 tipuri noi de maşini, numai în anul 1966, primul an al cincinalului 1966—1970, au fost asimilate 546 produse noi. Anii următori au prezentat următoarea creştere, faţă de anii precedenţi: 1967 — 21%; 1968 — 22%; 1969 — 20%.

La sfîrşitul etapei 1966—1970, peste 30% din întreaga producţie a ramurii construcţiei de maşini va fi constituită din produse noi.

Una dintre problemele principale, care stau în atenţia noastră, este aceea a grăbirii ritmului de asimilare a produselor noi, în scopul evitării îmbătrînirii morale a acestora în timpul asimilării sau în primii ani de fabricaţie, precum şi al dotării economiei naţionale cu maşini şi utilaje a căror perioadă de exploatare, în condiţii de maximă eficienţă economică, să fie cît mai lungă.

Datorită eforturilor depuse, atît în cadrul ministerului, cît şi al uzinelor constructoare, în ultimul timp se face tot mai simţită o înviorare a ritmului de însuşire a fabricaţiei maşinilor şi utilajelor noi, precum şi de menţinere a lor la nivelul tehnicii contemporane.

Grăbirea, pe deplin posibilă, a ritmului de asimilare a noilor produse, are urmări economice importante. Ea conduce, în primul rînd, la asigurarea condiţiilor materiale pentru îndeplinirea cu succes a prevederilor planului economic de dezvoltare a ţării noastre, prin dotarea rapidă cu utilaje noi de înaltă tehnicitate, şi la reducerea cerinţelor de import şi participarea tot mai largă a ţării noastre la schimbul internaţional de valori şi realizări tehnice.

În conformitate cu sarcinile izvorîte din Directivele Congresului al X-lea al P.C.R., se va accentua cu precădere dezvoltarea susţinută a subramurilor moderne, cum sînt industria electrotehnică şi electronică, mecanica fină şi fabricaţia maşinilor-unelte — industria constructoare de maşini fiind consecvent orientată spre producţii de înaltă tehnicitate.

Din punctul de vedere al introducerii tehnicii noi, ca pîrghie a ridicării nivelului tehnic al producţiei, se pot menţiona o serie de trăsături principale ale noilor produse ce se vor asimila în anii 1971—1980, ca de exemplu :

— asimilarea unor produse de înaltă complexitate tehnică, cu volum mare de manoperă ;

— crearea unei game complete de motoare cu ardere internă, ceea ce va permite dezvoltarea construcţiei de automobile şi de nave, a tracţiunii feroviare, a agregatelor energetice ş.a. ;

— pătrunderea în construcţia de maşini a automatizării, pe baza dezvoltării acţionărilor hidraulice ;

— crearea unei baze de înaltă tehnicitate pentru ramura prelucrătoare, prin introducerea maşinilor-unelte cu comandă-program numerică ;

— dezvoltarea producţiei de mecanică fină ;

— abordarea unor noi procedee tehnologice, în diverse ramuri ale economiei naţionale, pentru care vor trebui asimilate utilaje adecvate ;

— asimilarea fabricaţiei unor linii tehnologice complete.

În cele ce urmează, se dau cîteva exemple de principalele domenii în care se vor face simţite, mai pregnant, caracteristicile enumerate.

În domeniul utilajelor pentru construcţii, construcţii de drumuri şi pentru industria materialelor de construcţii, în perioada 1971—1975 se va trece la realizarea unor familii de utilaje cu un grad înalt de tipizare şi unificare constructiv-tehnologică, cum va fi familia de utilaje terasiere autopropulsate, cuprinzînd noi tipuri de excavatoare, autogredere şi motoîncărcătoare. Pentru acoperirea în întregime a unor lucrări complexe, cum sînt : construirea de drumuri, săparea, profilarea şi impermeabilizarea canalelor de irigaţii şi desecări, se vor asimila o serie de maşini pentru săparea, profilarea şi impermeabilizarea canalelor de irigaţii, precum şi alte maşini necesare acestor lucrări ca de exemplu maşinile de lansat conducte de irigaţii.

Pentru industria materialelor de construcţii se vor fabrica linii de ciment cu capacităţi sporite, de 2000—3000 t clincher pe zi, centrale de preparare a betoanelor, de 12 000 m³/an, şi se va trece la asimilarea unor linii tehnologice complexe, importate pînă în prezent, destinate producţiei elementelor din ceramică fină, porţelan, sticlă etc.

În domeniul utilajelor pentru industria siderurgică şi metalurgică se va urmări creşterea contribuţiei industriei construcţiilor de maşini la realizarea unor instalaţii complexe prin executarea utilajelor cu pondere mai mare în mecanisme. În acest sens, se va trece la asimilarea unor utilaje şi echipamente pentru furnalul de 2000 m³, melanjorul de 2000 t, convertizorul de 250 t/h, laminorul de sîrmă de 450 000 t/an, laminorul de profile grele etc.

De asemenea, pentru ridicarea nivelului calitativ al produselor se vor asimila utilaje şi echipamente pentru turnarea sub vid şi turnarea continuă a oţelurilor şi pentru realizarea tratamentelor termice în flux tehnologic a profilelor, benzilor şi sîrmelor.

În vederea modernizării proceselor tehnologice în turnătorii, forje şi tratamente termice, se prevede asimilarea, în primii ani ai cincinalului 1971—1976, a 19 tipodimensiuni de maşini de format şi împuşcat miezuri, 31 tipodimensiuni de cuptoare pentru tratamente termice primare ale pieselor forjate şi 35 tipodimensiuni cuptoare pentru tratamente termice şi termochimice.

În domeniul utilajelor pentru industria chimică şi prelucrarea ţiţeiului, în perioada 1971—1980, se prevede asimilarea a peste 200 utilaje şi instalaţii, în cadrul cărora ponderea mare o au instalaţiile complexe cu nivel ridicat de automatizare şi cu conducerea procesului tehnologic centralizat pe secţii. Se remarcă faptul că, în această perioadă, va creşte ponderea utilajelor de mare tehnicitate (reactoare, coloane de sinteză, suflante, compresoare etc.), care se realizează în ţară. Industria constructoare de maşini va asimila şi livra instalaţii complete pentru industria chimică şi prelucrarea ţiţeiului, cum sînt : fabrici de îngrăşăminte, linii pentru producerea ierbicidelor, fabrici pentru producerea sodei etc.

În domeniul utilajului petrolier, dezvoltarea tehnică se va axa pe promovarea în continuare a domeniilor atacate pentru elaborarea de variante şi tipuri noi (instalaţii de foraj pentru adîncimi foarte mari, de 10—15 000 m, instalaţii de forat găuri cu diametrul mare pînă la 6 m, instalaţii de foraj structural etc.), extinderea preocupărilor la domenii neatacate încă (acţionări diesel-electrice, foraj structural subacvatic, instalaţii de foraj automatizate, geofizică de şantier etc.), realizarea unor produse din domenii apropiate (foraj pentru minerit, construcţii, agricultură ş.a.), aplicarea de soluții tehnice noi generate de valorificarea cercetărilor științifice, cum sînt : forajul sonic, folosirea plasmei pentru foraj, sisteme de acționare prin turbine cu gaze, instalații de foraj și extracție acționate în întregime hidraulic.

Schițarea, în prezent, a liniilor generale de dezvoltare a industriei construcțiilor de mașini pentru perioadele 1971–1975 și 1976–1980 asigură permanența legăturii organice a planurilor cincinale între ele, condiție esențială, prevăzută în Directivele Congresului al X-lea al P.C.R., pentru evitarea discontinuităților și disproporțiilor în dezvoltarea diferitelor subramuri.

Aceasta creează premisele pentru pregătirea din timp a tuturor măsurilor, în vederea realizării, în cele mai bune condiții, a tuturor directivelor.

După cum s-a arătat în cele expuse, sarcinile ce revin industriei constructoare de mașini, ca principală producătoare de mijloace de producție necesare celorlalte sectoare de activitate ale economiei naționale, sînt deosebit de importante și complexe.

Ele reflectă, în prezent, transpunerea în viață a Directivelor Congresului al X-lea al P.C.R., unde se arată că ,,În ansamblul acțiunilor destinate să ducă la promovarea progresului tehnic, se va urmări asimilarea de mașini, utilaje, aparate și instalații noi, la nivelul realizărilor avansate pe plan mondial, competitive din punct de vedere economic și tehnic, acordîndu-se prioritate produselor care asigură valorificarea înaltă a metalului''.

Un rol deosebit în procesul evolutiv al construcțiilor de mașini îl are dezvoltarea cercetării științifice în domeniul creării de noi mașini și utilaje, precum și introducerea unor tehnologii de fabricație moderne.

Realizările obținute pînă în prezent și din care este concludent numai exemplul executării pieselor turnate grele pentru Porțile de Fier, prin care s-au prevenit importuri de circa 3 000 000 lei valută — ne întăresc convingerea că sarcinile ce decurg din lucrările Congresului al X-lea al P.C.R., în acest domeniu, vor fi îndeplinite exemplar.

Prin planurile de perspectivă, pentru perioadele 1971–1975 și 1976–1980, M.I.C.M. a prevăzut abordarea unor cercetări privind asimilarea instalațiilor de foraj de mare adîncime, cu grad înalt de mecanizare și automatizare, a liniilor complexe pentru industria chimică și rafinării, dezvoltarea în continuare a programului de mașini-unelte, însușirea unor tehnologii speciale cu utilizarea plasmei și laserelor precum și tehnici de elaborare a sudurii cu fascicul de electroni.

Subordonînd activitatea de cercetare necesităților directe și majore ale economiei și ale producției de mașini și utilaje mai bune, mai ieftine și mai productive, *orientarea cercetărilor va cuprinde tot ansamblul lucrărilor, pînă la intrarea în producție a produsului sau procedeului tehnologic.*

În felul acesta se va aduce o contribuție însemnată la creșterea potențialului științific, la extinderea progresului tehnic atît în ramura constructoare de mașini, cît și în ramurile pe care aceasta le deservește.

Traducerea în viață a sarcinilor de introducere a tehnicii noi, care reies din Directivele Congresului al X-lea al P.C.R., reprezintă obligația inginerilor, proiectanților, tehnicienilor și muncitorilor de a asimila și introduce în fabricație cele mai moderne tipuri de mașini și utilaje care să asigure, prin parametrii tehnici și funcționali, o eficacitate maximă în exploatare.

Întărirea potențialului economic al țării noastre cu mașini și utilaje de înalt nivel tehnic și pe deplin competitive pe plan internațional cheamă pe toți constructorii de mașini din țara noastră să-și aducă întreaga contribuție la valorificarea tuturor posibilităților de introducere a tehnicii noi și de ridicare a nivelului tehnic al producției.

CZ 622.24.051 : 624.132.3

Bazele proiectării vîrfului burghielor de săpat gropi

Ing. Constantin CIOCÎRDIA – șef de lucrări la Institutul politehnic – București

La proiectarea burghielor de săpat gropi este necesar să se stabilească mărimea forței verticale și a momentului de răsucire pentru acționarea acestora în vederea învingerii rezistențelor opuse de sol. În acest scop, trebuie să se studieze separat fiecare din elementele active ale burghiului : vîrful, cuțitele și spira.

Vîrful execută gaura necesară trecerii axului burghiului și participă la centrarea acestuia în vederea obținerii găurilor cu axa verticală. În sumarele studii despre burghiele de săpat gropi, care sînt publicate în lucrările de specialitate, nu sînt prezentate relațiile de calcul sau datele necesare pentru ca la proiectarea acestora să se poată stabili forța verticală și momentul de răsucire pentru acționarea vîrfului, precum și modul cum aceste mărimi sînt influențate de forma constructivă a vîrfului și de regimul de lucru al burghiului. De aceea, s-a considerat că este deosebit de util să se prezinte în continuare studiul teoretic și datele rezultate din cercetările experimentale, necesare soluționării acestor probleme.

Au fost studiate și încercate experimental trei tipuri de vîrfuri (fig. 1) : vîrful cu cap daltă (fig. 1, *a*) de tipul celui existent la mașina MSG1 ; vîrful cu cap bifurcat (fig. 1, *b*) și vîrful cu cap trifurcat (fig. 1, *c*). Ultimele două tipuri de vîrfuri au fost proiectate de autorul lucrării, executate și încercate cu scopul de a găsi forma optimă corespunzătoare procesului de lucru.

Cele trei tipuri de vîrfuri diferă între ele prin numărul de cuțite elicoidale și prin forma capului.

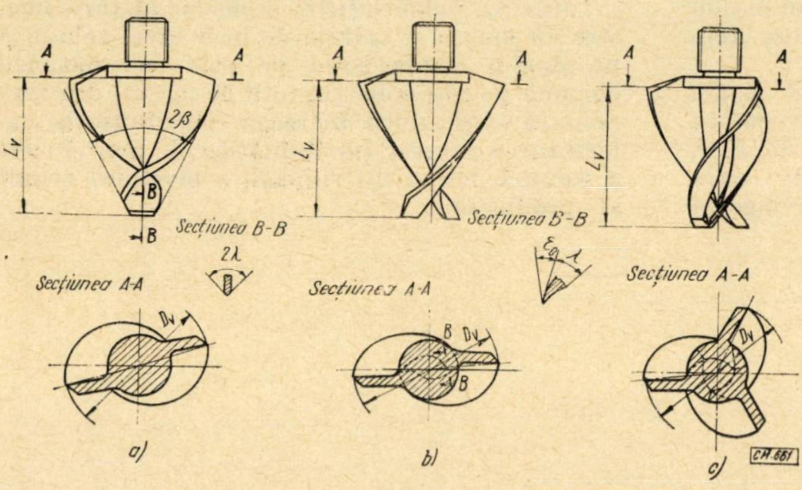


Fig. 1

Studiul teoretic. Se studiază separat partea superioară a vîrfului, la care elementele tăietoare sînt cuțitele elicoidale conice, și partea inferioară (capul), care la tipul *a* are forma de daltă, iar la tipurile *b* și *c* are forma unor cuțite cu tăișurile dispuse într-un plan orizontal, pe direcții radiale.

Cuțitul elicoidal conic s-a construit cu tăișul sub forma unei elice conice cu pantă constantă și pas variabil. Panta constantă asigură aceleași condiții de alunecare a așchiei de sol, pe toată lungimea sa. Fațeta de degajare a cuțitului (fig. 2) este generată de o dreaptă orizontală $\overline{d}$, înclinată sub unghiul γ față de direcția radială.

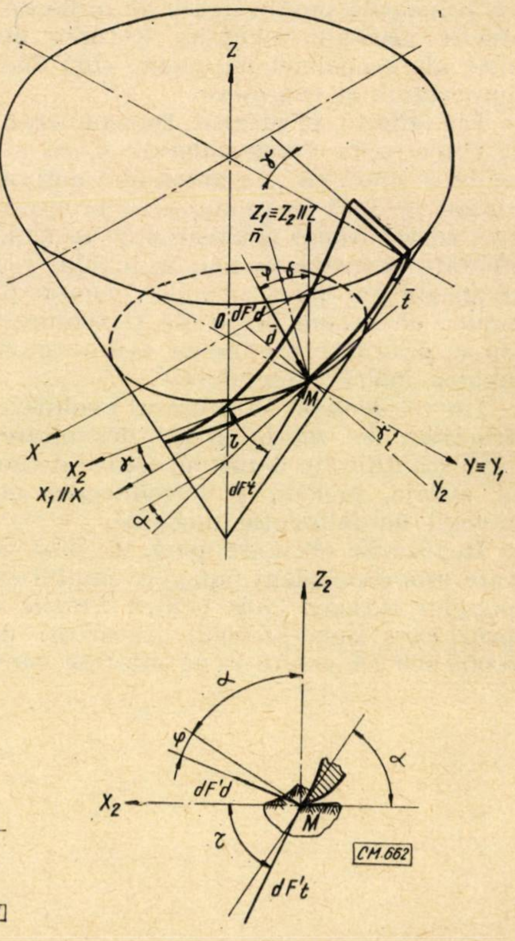


Fig. 2

Asupra unui element din tăișul cuțitului acționează forțele elementare rezistente dF'_t și dF'_d. Forța dF'_t reprezintă rezistența solului la tăiere (desprinderea așchiei de sol) și este aplicată pe tăiș. Pentru a corespunde cît mai exact procesului de tăiere și deplasare a așchiei de sol, aceste forțe se consideră dispuse în planul vertical X_2MZ_2 înclinat cu unghiul de degajare γ față de planul X_1MZ_1, care este perpendicular în punctul M pe planul radial XOY. Se notează cu τ unghiul pe care îl formează direcția forței dF'_t cu axa MX_2. Forța dF'_d reprezintă rezistența la deformare a așchiei de sol și formează cu axa MZ_2 unghiul $(\alpha + \varphi)$, în care α este unghiul pantei elicei și φ — unghiul de frecare a solului pe fațeta de degajare a cuțitului.

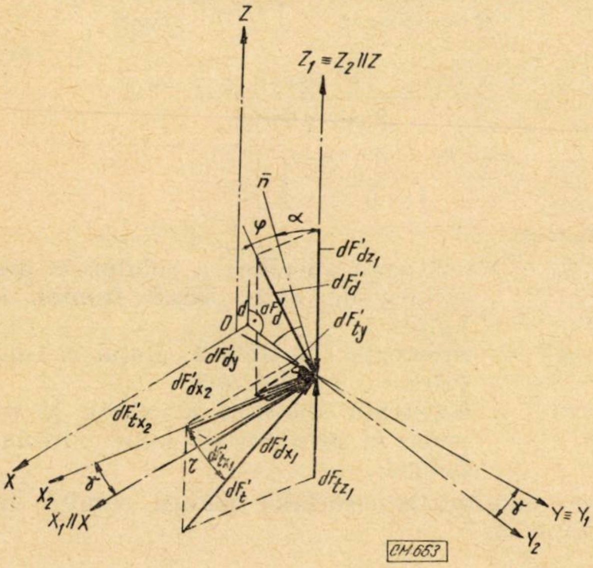


Fig. 3

Se calculează componentele forțelor dF'_t și dF'_d pe axele sistemului triortogonal $MX_1Y_1Z_1$ și se scriu ecuațiile de echilibru pentru forțele verticale și momentul de răsucire în jurul axei OZ:

$$dF'_{vz} - dF'_t \sin\tau + dF'_d \cos(\alpha + \varphi) = 0; \quad (1)$$

$$dM'_v - r dF'_t \cos\tau \cos\gamma - r dF'_d \sin(\alpha + \varphi) \cdot$$
$$\cdot \cos\gamma = 0 \quad (2)$$

Forța elementară pentru tăierea solului este dată de relația $dF'_t = k'_t \, ds$ în care k'_t este rezistența specifică la tăierea solului (kgf/cm) și ds este lungimea arcului elementar de elice, iar forța elementară la deformarea și deplasarea așchiei dF'_d este dată de relația $dF'_d = k'_d a_s$, în care k'_d este rezistența specifică la deformarea și deplasarea așchiei (kgf/cm²) și a_s este secțiunea așchiei tăiate de un element din cuțitul elicoidal.

Rezistența specifică k'_t depinde în principal de proprietățile fizico-mecanice ale solului, de unghiul de ascuțire al tăișului, de panta elicei, precum și de unghiul fațetei de așezare și mărimea avansului, deoarece s-a observat că, la valori mici ale pantei elicei și la valori mari ale avansului, cresc depunerile de sol pe fațeta de așezare, ceea ce duce la creșterea rezistenței k'_t. Rezistența specifică k'_d depinde în principal de proprietățile fizico-mecanice ale solului și de starea suprafeței de degajare a cuțitului. În mărimea ei sînt luate în considerație atît rezistența de deformare a așchiei și frecarea acesteia de cuțit, precum și frecările interioare ale particulelor de sol, greutatea așchiei și a straturilor de sol ce se găsesc deasupra acesteia.

Forța F'_t care reprezintă rezistența la tăiere a solului ce revine pe tot tăișul unui cuțit elicoidal se poate determina cu relația:

$$F'_t = k'_t \int_{a,b} d,s \quad (3)$$

în care a și b sînt punctele extreme ale tăișului cuțitului elicoidal.

Pentru a determina cu exactitate valoarea integralei se pornește de la ecuația elicei conice: $x = e^t \sin t$; $y = e^t \cos t$; $z = e^t$ și se exprimă parametrul t — care este unghiul format de dreapta OM' cu axa OX (fig. 4, a) — în funcție de mărimea razei r și unghiurile α și β, iar apoi se rezolvă integrala știind că:

$$\int_{a,b} ds = \int_{t_0}^{t_1} \sqrt{x'^2_{(t)} + y'^2_{(t)} + z'^2_{(t)}} \, dt. \quad (4)$$

Relația forței F'_t obținută pe această cale este complicată, îngreuind calculele în proiectare. De aceea, fără a introduce erori prea mari, se poate considera că lungimea arcului elementar de elice este egală cu lungimea segmentului de dreaptă corespunzător de pe tangenta $\bar{t}$ (fig. 4, b) și prin urmare $ds = \dfrac{dl}{\sin\alpha}$.

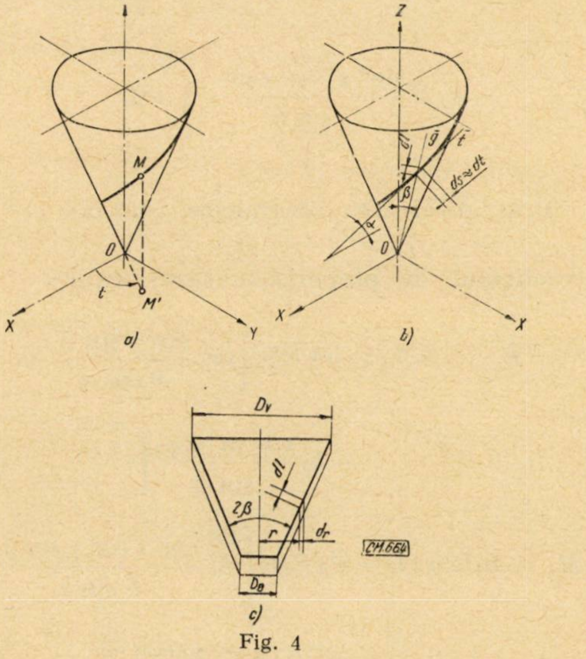


Fig. 4

Exprimînd pe dl în funcţie de dr (fig. 4, c) şi ţinînd seamă că $a_s = \frac{S}{i \sin\beta} dr$, prin înlocuire în relaţiile forţelor elementare dF_t' şi dF_d', rezultă :

$$dF_t' = k_t' \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} dr \text{ şi } dF_d' = k_d' \frac{S}{i \sin\beta} dr, \quad (5)$$

în care S este avansul (mm/rot) şi i este numărul de cuţite elicoidale.

Pe baza ecuaţiilor (1) şi (2) şi ţinînd seamă de numărul i de cuţite elicoidale se pot scrie relaţiile pentru determinarea valorilor minime ale forţei verticale totale F_{v_z} şi momentului de răsucire total M_v' necesare învingerii rezistenţei solului :

$$F_{v_z} = i k_t' \frac{\sin\tau \sin\beta}{\sin\alpha} \int_{\frac{D_0}{2}}^{\frac{D_v}{2}} dr -$$

$$- k_d' S \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin\beta} \int_{\frac{D_0}{2}}^{\frac{D_v}{2}} dr; \quad (6)$$

$$M_v' = i k_t' \frac{\cos\tau \cos\gamma \sin\beta}{\sin\alpha} \int_{\frac{D_0}{2}}^{\frac{D_v}{2}} r dr +$$

$$+ k_d' S \frac{\sin(\alpha + \varphi) \cos\gamma}{\sin\beta} \int_{\frac{D_0}{2}}^{\frac{D_v}{2}} r dr \quad (7)$$

Prin rezolvarea integralelor şi notînd $c = \frac{D_0}{D_v}$ (coeficient de proporţionalitate) rezultă :

$$F_{v_z}' = 0{,}5\,(1-c)\, S D_v \left[i k_t' \frac{\sin\tau \sin\beta}{S \cos\alpha} - \right.$$

$$\left. - k_d' \frac{\cos(\alpha + \varphi)}{\sin\beta} \right]; \quad (8)$$

$$M_v' = 0{,}125\,(1 - c^2)\, S D_v^2 \left[i k_t' \frac{\cos\tau \cos\gamma \sin\beta}{S \sin\alpha} + \right.$$

$$\left. + k_d' \frac{\sin(\alpha + \varphi) \cos\gamma}{\sin\beta} \right]. \quad (9)$$

Determinarea relaţiilor forţei verticale F_{v_z}'' şi momentului de răsucire M_v'', necesare învingerii rezistenţelor solului asupra capului vîrfului, se face diferit, în funcţie de forma acestuia.

Astfel, pentru vîrful cu cap daltă, forţele care acţionează asupra acestuia (fig. 5) sînt :

$$F_1 = k_t'' d; \quad F_2 = \frac{k_p bd}{2 \cos\varphi \sin\lambda};$$

$$F_3 = \frac{k_p b (D_0 - d)}{2 \cos\varphi \sin\beta}; \quad F_4 = \frac{k_r (D_0^2 - d^2)}{8 \operatorname{tg}\beta};$$

$$F_5 = \frac{k_p b (D_0 - d) \cos(\beta + \varphi) \operatorname{tg}\varphi}{2 \cos\varphi \sin\beta}; \quad (10)$$

$$F_6 = \frac{k_r (D_0^2 - d^2) \operatorname{tg}\varphi}{4 \operatorname{tg}\beta},$$

în care :

k_t'' este rezistenţa specifică a solului la despicarea de către tăişul frontal, în kgf/cm ;

k_p — rezistenţa specifică a solului la comprimare, în kgf/cm^2 ;

k_r — rezistenţa specifică a solului la ruperea sa prin rotirea lamei vîrfului, kgf/cm^2,

iar semnificaţia celorlalte notaţii rezultă din figura 5.

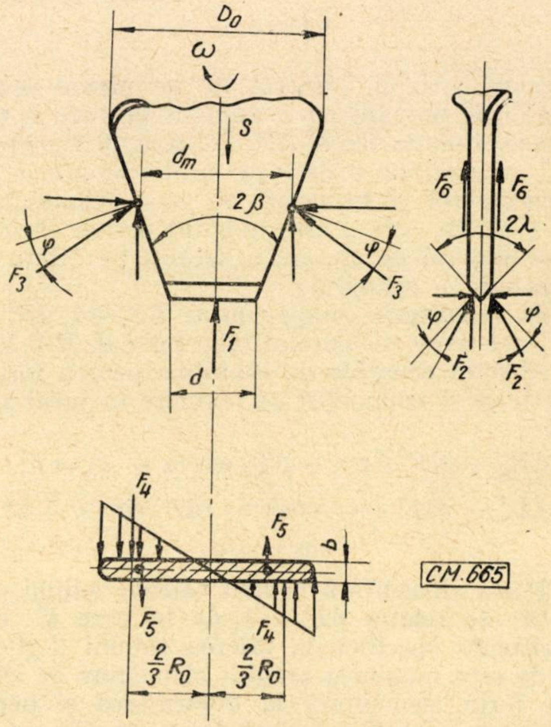


Fig. 5

Ecuaţiile de echilibru ale forţelor verticale şi momentelor de răsucire faţă de axa vîrfului sînt :

$$F_{v_z}'' - F_1 - 2 F_2 \sin(\lambda + \varphi) - 2 F_3 \sin(\beta +$$

$$+ \varphi) - 2 F_6 = 0; \quad (11)$$

$$M_v'' - F_1 \frac{d}{4} \operatorname{tg}\varphi - F_4 \frac{2 D_0}{3} - F_5 d_m = 0, \quad (12)$$

în care:

$$d_m = \frac{D_0 + d}{2}.$$

Înlocuind în aceste ecuaţii valorile forţelor exprimate prin relaţiile (10), rezultă:

$$F''_{v_z} = k''_t d + \frac{k_p\, bd \sin(\lambda + \varphi)}{\sin\lambda \cos\varphi} + \\ + \frac{k_p\, b(D_0 - d)\sin(\beta + \varphi)}{\sin\beta\cos\varphi} + \frac{k_r(D_0^2 - d^2)\,\mathrm{tg}\,\varphi}{2\,\mathrm{tg}\,\beta}; \quad (13)$$

$$M''_v = \frac{1}{4} k''_t\, d^2\,\mathrm{tg}\,\varphi + \\ + \frac{D_0^2 - d^2}{4\sin\beta}\left[\frac{1}{3} k_r D_0 \cos\beta + \frac{k_p b \cos(\beta + \varphi)\,\mathrm{tg}\,\varphi}{\cos\varphi}\right]. \quad (14)$$

Pentru vîrful cu cap bifurcat, relaţiile forţei verticale F''_{v_z} şi momentului de răsucire M''_v se determină ca în cazul cuţitului elicoidal, ţinînd seamă că tăişurile sînt în plan orizontal şi dispuse pe direcţia radială (fig. 6). Pornind de la forţele care acţionează asupra unui element de tăiş, cu lungimea dr, dispus la distanţa r faţă de axa vîrfului, se ajunge în final la următoarele relaţii:

$$F''_{v_z} = 0{,}5(D_0 - d_0)[ik'_t \sin\tau - k'_d S \sin(\lambda + \varepsilon_0 + \varphi)]; \quad (15)$$

$$M''_v = 0{,}125(D_0^2 - d_0^2)[ik'_t \cos\tau + k'_d S \cos(\lambda + \varepsilon_0 + \varphi)], \quad (16)$$

în care k'_d şi k'_t sînt aceleaşi rezistenţe specifice ale solului ca cele notate similar în relaţiile (8) şi (9), iar restul notaţiilor au semnificaţiile ce rezultă din figura 6.

Forţa verticală necesară pătrunderii în sol a vîrfului bifurcat este mai mică decît cea pentru vîrful daltă, datorită pe de o parte faptului că tăierea solului se face mai uşor de către cuţitele cu tăiş radial şi faţetă de degajare înclinată, iar pe de altă parte, degajarea tăişului în zona axei vîrfului elimină posibilitatea depunerii solului pe faţeta de aşezare. Unghiul real ε al suprafeţei de aşezare se exprimă prin relaţia $\varepsilon = \varepsilon_0 - \varepsilon_1$, în care $\varepsilon_1 = \mathrm{arc\,tg}\,\frac{S}{2\pi r}$. Deci pe măsură ce un element de pe tăiş se află faţă de axa vîrfului la o distanţă r mai mică, unghiul ε se micşorează, atingînd valori la care pe suprafaţa de aşezare a cuţitului se formează depuneri de sol care provoacă creşterea substanţială a rezistenţei verticale a solului. De aceea, partea centrală a tăişului cu lungime de 20—15 mm a fost eliminată, solul din această zonă putînd fi uşor îndepărtat de către bătăile radiale ale burghiului.

Valorile minime ale forţei verticale totale şi ale momentului de rotaţie total necesare acţionării vîrfului se determină cu relaţiile:

$$F_{v_z} = F'_{v_z} + F''_{v_z} \quad \text{şi} \quad M_v = M'_v + M''_v, \quad (17)$$

în care F'_{v_z} şi M'_v sînt exprimate prin relaţiile (8) şi respectiv (9), iar F''_{v_z} şi M''_v sînt exprimate fie prin relaţiile (13) şi (14) pentru vîrful cu cap daltă, fie prin relaţiile (15) şi (16) pentru vîrful cu cap bifurcat.

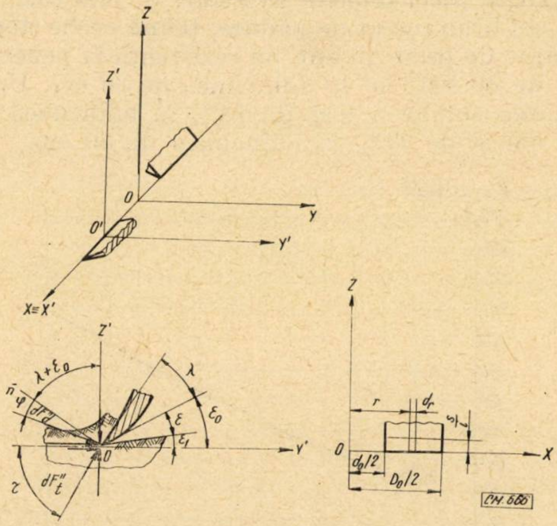


Fig. 6

Aceste relaţii exprimă dependenţa mărimilor mecanice necesare acţionării vîrfului, atît faţă de forma acestuia şi parametrii geometrici ai elementelor tăietoare, cît şi faţă de regimul de lucru şi caracteristicile fizico-mecanice ale solului. Nefiind prea complicate, ele pot servi cu uşurinţă la analiza calitativă a valorilor forţei de apăsare şi momentului de răsucire, trăgîndu-se concluzii foarte utile stabilirii parametrilor constructivi ai vîrfului (D_v, α, β, γ).

Pentru ca relaţiile să poată fi folosite şi la determinarea cantitativă a forţei de apăsare şi a momentului de răsucire este necesar să se stabilească experimental valorile rezistenţelor specifice ale solului (care au fost luate în consideraţie), precum şi ale unghiurilor φ şi τ. Măsurarea simultană a acestora este foarte complicată, putîndu-se considera practic imposibil de realizat. De aceea, pentru acest scop, este necesar să se stabilească alte relaţii ale forţei verticale şi momentului de răsucire, care în ansamblu să ia în consideraţie toate elementele relaţiilor determinate teoretic, dar grupate într-un număr mai mic de caracteristici, astfel încît să uşureze măsurarea lor experimentală.

Cercetări experimentale

S-au făcut măsurări ale forței verticale F_{vz} și ale momentului de răsucire M_v, pentru cele trei tipuri de vîrfuri (fig. 1). Diametrele D_v ale vîrfurilor cu cap daltă și bifurcat au fost de 110, 127 și 145 mm, iar pentru vîrful cu cap trifurcat $D_v = 145$ mm. Raportul D_v/L_v la toate vîrfurile a fost de 1,05, iar caracteristicile geometrice principale ale cuțitelor elicoidale au fost menținute aceleași. Măsurările s-au făcut pentru diferite turații și viteze de coborîre (deci diferite avansuri S, mm/rot), pe un sol brun roșcat de pădure, țelină veche (teren nearat de peste 10 ani) cu rezistența la penetrație de 80 kgf/cm² la adîncimea de 30 cm. Umiditatea solului a fost de 18% la adîncimea de 30 cm și de 24% la adîncimea de 80 cm.

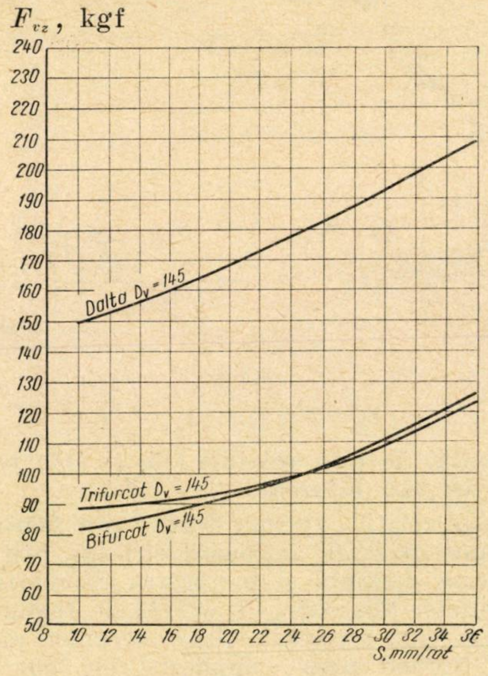


Fig. 7

Măsurările s-au realizat prin metoda tensometriei electrice cu traductoare rezistive [1]. Precizia datelor obținute a fost asigurată atît prin metoda de măsurare cît și prin metoda de citire a oscilogramelor și de prelucrare a datelor. Pentru condiții identice s-au efectuat în medie 7—9 probe, ceea ce a necesitat în total peste 400 de probe. După prelucrarea datelor s-au întocmit grafice [2] ale funcțiilor $F_{v_z} = f(S, D_v)$ și $M_v = f(S, D_v)$ din care în figurile 7—10 se prezintă cîteva din ele pentru a putea evidenția următoarele concluzii :

— mărimea forței verticale F_{v_z} la vîrful cu cap daltă este aproape dublă față de a vîrfului cu cap bifurcat (fig. 7) ;

— forțele sînt aproximativ egale la vîrful trifurcat și bifurcat (fig. 7) ;

— mărimea forței F_{v_z} este influențată mai mult de diametrul D_v decît de avansul S — de exemplu pentru vîrful bifurcat (fig. 8) la o creștere a diametrului cu circa 30%, creșterea forței este de circa 33%, în timp ce pentru o creștere a avansului cu peste 350%, forța crește cu circa 50% ;

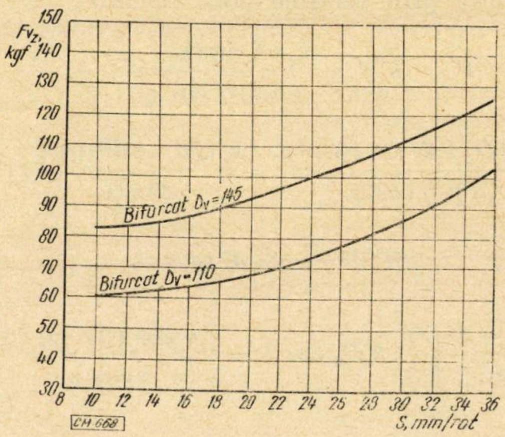


Fig. 8

— mărimea momentului de răsucire M_v este influențată în mică măsură de către forma vîrfului (fig. 9) ;

— diametrul D_v al vîrfului are o influență mai mare asupra mărimii momentului de răsucire, comparativ cu influența pe care o are asupra forței (fig. 10 și 8) :

— vîrful cap trifurcat nu prezintă, în comparație cu vîrful bifurcat, avantaje deosebite sub aspectul forței și momentului de răsucire necesare acționării sale, iar din observațiile făcute în timpul experimentărilor nu rezultă că asigură o centrare mai bună a burghiului ; de aceea, avînd în vedere că forma acestuia este mai complicată, ceea ce atrage greutăți în fabricație, se preferă vîrful bifurcat.

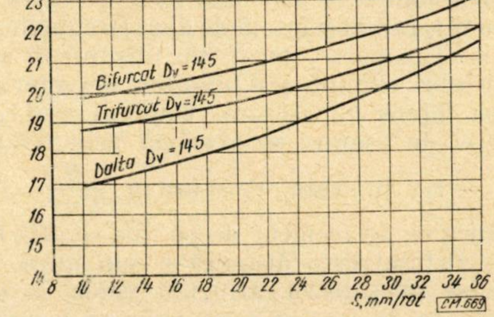


Fig. 9

Pe baza studiului teoretic și a datelor experimentale s-a stabilit că cea mai satisfăcătoare formă a relațiilor pentru determinarea mărimilor forței verticale și momentului de răsucire este:

$$F_{v_z} = C_F \, S^{x_F} \, D_v^{y_F} \text{ și respectiv } M_v = C_M \, S^{x_M} \, D_v^{y_m}, \tag{18}$$

în care coeficienții C_M, C_F, x_M, x_F și y_M, y_F sînt constante care depind de proprietățile fizico-mecanice ale solului și de forma constructivă a vîrfului.

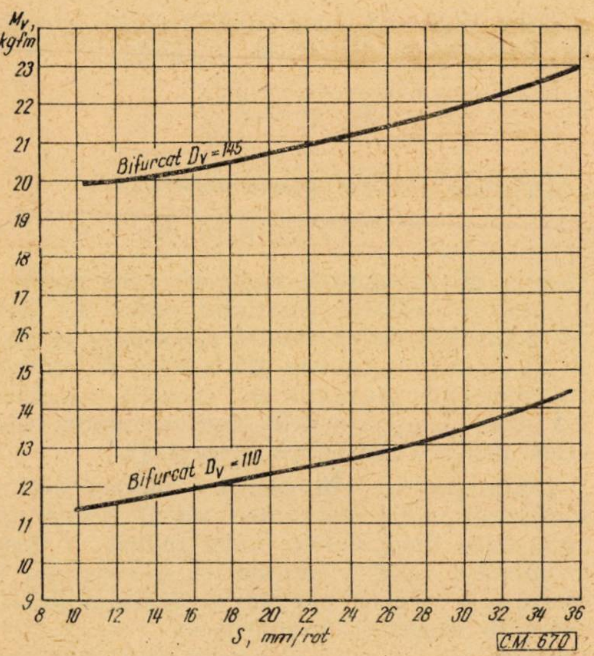


Fig. 10

Pentru determinarea valorilor constantelor care intră în relațiile (18) s-a folosit metoda celor mai mici pătrate, trasînd graficul ecuațiilor pe diagrame cu scări dublu logaritmice. Prin această metodă s-au obținut următoarele relații

— pentru vîrful cu cap daltă:

$$F_{v_z} = 2{,}75^{-1{,}00} \, S^{0{,}30} \, D_v^{1{,}06}$$

$$\text{și } M_v = 140^{-1{,}00} \, S^{0{,}20} \, D_v^{1{,}46}; \tag{19}$$

— pentru vîrful cu cap bifurcat:

$$F_{v_z} = 2{,}86^{-1{,}00} \, S^{0{,}31} \, D_v^{0{,}95}$$

$$\text{și } M_v = 663^{-1{,}00} \, S^{0{,}12} \, D_v^{1{,}85} \tag{20}$$

în care introducîndu-se valorile lui S, în mm/rot, și D_v, în mm, rezultă forța F_{vz}, în kgf, și momentul M_v, în kgfm.

Valorile forțelor și momentelor de răsucire calculate cu aceste relații au rezultat cu abateri de 0 — 7% față de valorile obținute după prelucrarea, prin metoda celor mai mici pătrate, a datelor rezultate experimental, ceea ce satisface precizia de calcul impusă burghiului de săpat gropi.

Relațiile sînt stabilite pentru solul cu rezistența la penetrație de 80 kgf/cm². Pentru alte soluri, fără a se face erori prea mari, pot fi folosite aceleași relații, făcîndu-se însă corecțiile cu ajutorul unui coeficient de proporționalitate, deoarece se poate considera că mărimile forței și momentului de răsucire sînt proporționale cu rezistența la penetrație a solului.

În concluzie, relațiile (19) și (20) permit ca la proiectarea mașinilor de săpat gropi să se determine, cu suficientă precizie, forța verticală și momentul de răsucire necesar acționării vîrfului burghiului.

Studiul teoretic și datele experimentale permit totodată să se tragă concluzia că, datorită faptului că forța verticală necesară acționării vîrfului reprezintă circa 25—70% din forța totală necesară acționării burghiului, este indicat ca la mașinile de săpat gropi la care adîncirea în sol a burghiului se face sub greutatea proprie (ca de exemplu MSG1) să se folosească vîrfuri cu cap bifurcat, mai ales la burghiuri de diametre mari. În acest caz, din forța totală activă rămîne disponibilă o parte mai mare pentru a fi consumată de către cuțitele burghiului, ceea ce permite utilizarea unor regimuri de lucru cu productivitate ridicată. La burghie de diametre mici (400 și 250 mm) se pot folosi vîrfuri cu cap daltă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciocîrdia, C. și Erhan. I.* Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi și funcționali ai burghielor de săpat gropi. În: Construcția de Mașini, nr. 5, 1969.

[2] *Ciocîrdia, C.* Analiza cinetic-dinamică a vîrfurilor burghielor de săpat gropi. Lucrare prezentată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.B., mai 1969

CZ 621.822 : 621-891

O nouă metodă pentru determinarea momentului de frecare din lagărele pentru vîrfuri

Conf. dr. ing. Traian DEMIAN – Institutul politehnic – Bucureşti

Problema determinării momentelor mici — în general — apare tot mai frecvent, atît în cercetările de laborator, cît şi în cele tehnologice. În toate aparatele de măsură cu sistem indicator mobil se face simţită, într-o măsură mai mare sau mai mică, frecarea din lagăre. De aceea, pentru a micşora sau pentru a păstra constante momentul sau forţa de frecare din lagăre este necesar ca acestea să se determine astfel încît să nu fie falsificate valorile, prin introducerea unor mărimi străine de cea care interesează.

Deşi se ţine seamă de acest principiu, metodele folosite pînă în prezent prezintă dezavantaje, atît în ce priveşte sensibilitatea măsurătorilor, şi prin urmare a preciziei rezultatelor, cît şi în ceea ce priveşte mijloacele de realizare a dispozitivelor de măsurare.

Metoda realizată şi expusă, în continuare, urmăreşte stabilirea cît mai exactă a pierderilor prin frecare, din lagăr, a mărimii absolute a momentului de frecare astfel încît să se *elimine orice „contact”* care ar putea introduce eventuale momente, altele decît cel măsurat.

Ca principiu, sistemul mobil sprijinit pe lagăre pentru vîrfuri, este antrenat pînă la o turaţie convenabilă, după care este lăsat să-şi revină în poziţia de repaus. Pentru poziţia teoretică de bază serveşte ecuaţia mişcării de rotaţie a unui rigid în jurul unei axe fixe care se poate scrie sub forma:

$$I\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = I.\varepsilon = M_m - M_r, \qquad (1)$$

unde M_m este momentul de acţionare, iar M_r este momentul rezistent, care cuprinde frecarea din lagăre, frecarea în aer a sistemului mobil, precum şi momentul creat de curenţii remanenţi din dispozitivul de antrenare a sistemului mobil. Prin ω şi ε s-au notat viteza unghiulară, respectiv acceleraţia unghiulară a sistemului mobil.

Relaţia (1) permite să se calculeze M_r dacă $I\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = I.\varepsilon$ şi M_m sînt cunoscuţi. Dacă momentul de acţionare, aşa cum se procedează în practică, va fi ales constant, cu relaţia de mai sus se obţine:

$$M_r = M_m - I\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = M_m - I.\varepsilon$$

şi dacă după atingerea turaţiei dorite, sistemul va fi decuplat ($M_m = 0$), rezultă:

$$M_m = -I\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}. \qquad (2)$$

Totodată se mai poate scrie:

$$M_r = M + M_a + M_b, \qquad (3)$$

unde: M_a momentul rezistent care apare ca urmare a frecării sistemului mobil cu aerul (se poate determina făcînd măsurările în vid); M momentul de frecare din lagăr şi M_b momentul rezistent provocat de curenţii remanenţi (se poate determina înlocuind acţionarea electrică printr-o acţionare mecanică).

Determinarea prin calcul a momentului de inerţie al masei sistemului mobil I este dificilă, date fiind dimensiunile reduse şi forma geometrică relativ complicată a acestuia. De aceea, s-a utilizat metoda pendulului de torsiune (o suspensie monofilară).

Plecînd de la ecuaţia echilibrului dinamic al sistemului mobil suspendat de fir:

$$\frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2} - \frac{k}{I}\varphi = 0,$$

şi utilizînd un subansamblu cu moment de inerţie al masei I_0 cunoscut, măsurînd perioada de oscilaţie T_0 corespunzătoare, se obţine:

$$I = \frac{T^2}{T_2^0} I_0. \qquad (4)$$

Un al doilea element ce trebuie determinat este acceleraţia unghiulară $\varepsilon = \frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}$. Măsurarea lui ε este dificilă şi din cauza mărimii reduse a momentului de frecare din sprijinirile pentru vîrfuri. Apoi, aici cu atît mai mult se impune asigurarea aşa-numitei determinări „fără contact”. Metoda se simplifică oarecum, întrucît se determină funcţia : $\omega = \omega(t)$, după care, prin derivare grafică, se stabileşte $\varepsilon = \varepsilon(t)$. În practică se stabilesc valorile medii ale acceleraţiei unghiulare:

$$\varepsilon = \frac{k_\omega}{k_t}\,\mathrm{tg}\beta, \qquad (5)$$

unde k_ω şi k_t sînt coeficienţii de scară pentru viteza unghiulară, respectiv pentru timp.

Ca procedee curente, pentru înregistrarea funcției $\omega = \omega(t)$ se folosesc înregistrarea fotografică și metoda stroboscopică, ambele aplicabile însă la turații foarte mari, sau atît de mari încît depășesc domeniul utilizării lagărelor pentru vîrfuri.

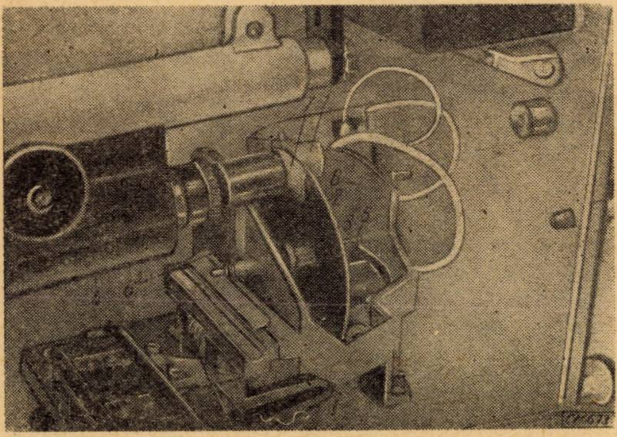


Fig. 1

Metoda de măsură și înregistrare concepută permite obținerea unor rezultate corespunzătoare tocmai în domeniul de turație n la care se folosesc, de regulă, lagărele pentru vîrfuri ($n < 200$ rot/min). Din figura 1 (fotografia standului de încercare) se observă că, în dreptul discului *2* montat pe arborele *5*, se fixează de suportul *6* traductorul inductiv *1*. În același timp, în discul montat pe arbore se execută orificiul *2* care, la trecerea prin dreptul traductorului, modifică inductanța acestuia. Impulsul electric astfel apărut este transmis la aparatul de înregistrare prin sistemul de măsură adoptat, al cărui montaj complet este arătat în figura 2. Așa cum se vede, puntea tensometrică *3* cu amplificatorul *4* alimentează traductorul. Echilibrarea se realizează pentru o poziție normală a sistemului mobil, iar dezechilibrarea punții, apărută la trecerea orificiului prin dreptul traductorului, este transmisă ca semnal la aparatul înregistrator *5*.

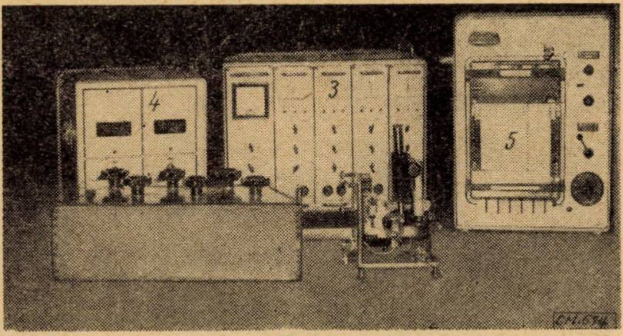


Fig. 2

Cunoscîndu-se valoarea vitezei v de avans a benzii (constantă în tot timpul înregistrărilor), determinarea vitezei unghiulare sau a turației se reduce la măsurarea unei lungimi. Dacă se determină deplasarea (distanța) ΔS dintre două bucle ale diagramei înregistrate, ceea ce corespunde intervalului dintre două impulsuri consecutive, timpul Δt în care se efectuează o rotație completă a discului va fi:

$$\Delta t = \frac{\Delta S}{v},$$

iar viteza unghiulară ω și turația n ale sistemului mobil sînt:

$$\omega = 2\pi \frac{v}{\Delta S} \text{ rad/s}, \quad n = \frac{v}{\Delta S} \text{ rot/s}, \tag{6}$$

dacă pe disc există un singur orificiu.

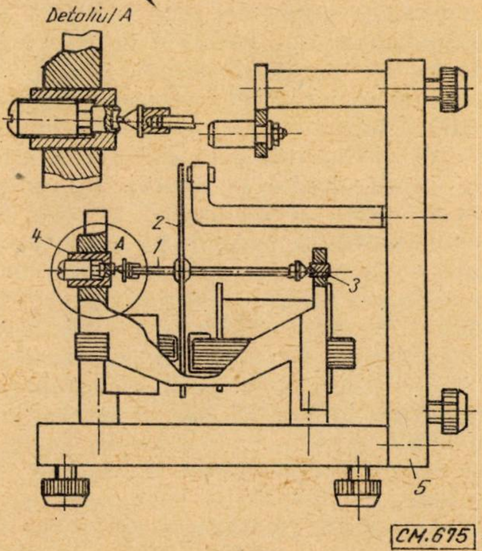


Fig. 3

Pentru mărirea preciziei, deplasarea ΔS se poate măsura pe un număr p de intervale de impulsuri, astfel că se poate scrie:

$$\Delta S' = p \cdot \Delta S$$

și prin urmare:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot p}{m} \cdot \frac{v}{\Delta S'}, \quad n = \frac{60\, p}{m} \cdot \frac{v}{\Delta S'}, \tag{7}$$

unde m este numărul orificiilor de pe periferia discului.

Prin derivare grafică se determină ε, iar din relația (3) momentul de frecare M.

Procedeul se bucură și de avantajul că la oprirea sistemului mobil, după un interval lung de timp, înregistrarea poate fi întreruptă și reluată ulterior.

Standul de încercare realizat se compune dintr-un arbore din oțel *1* de secțiune constantă (avînd un diametru de 2 mm), pe care este montat un disc de aluminiu sau de cupru, care materializează încărcarea lagărelor ce se studiază (fig. 3). În extremitățile arborelui se montează prin strîngere două bucșe în care au fost, în prealabil, fixate prin sertizare bilele de oțel, care reprezintă fusurile vîrf. Arborele, discul, bucșele și bilele alcătuiesc părțile componente ale sistemului mobil care se sprijină pe două lagăre cu cuzineți din piatră. Instalația trebuie să asigure, pe de o parte, o coaxialitate cît mai riguroasă a celor două lagăre în tot timpul funcționării arborelui, iar, pe de altă parte, să permită reglarea cu ușurință a jocurilor dintre vîrf și cuzinet. De aceea, unul dintre lagăre este reglabil, posedînd un dispozitiv cu șurub și o suprafață cilindrică de centrare (detaliul A). Cuzinetul poate fi deplasat axial fără să se producă descentrarea.

Antrenarea sistemului mobil se realizează ca și la un contor electric de inducție pentru curent alternativ. Cea mai mare calitate a unei asemenea antrenări este aceea că nu are nici o înfășurare pe sistemul mobil, că părțile străbătute de curentul electric nu se află în mișcare. Se evită astfel utilizarea colectorului, a periilor, formarea de scîntei în colector.

Rotorul sistemului este discul de aluminiu sau de cupru montat pe arbore, care se rotește între polii unui electromagnet a cărui înfășurare este legată în paralel pe circuitul de alimentare de la rețea. Asupra discului mai acționează și fluxul magnetic al unui al doilea electromagnet a cărui înfășurare este legată în serie cu circuitul. Rezultă astfel că fiecare punct al discului aflat între polii electromagneților cu înfășurare în paralel sau în serie este atras de un cuplu și respins de celălalt. Întrucît acțiunea acestor cupluri este îndreptată într-un singur sens, efectele lor se vor aduna aritmetic. Cuplul de rotație (momentul activ) va fi proporțional cu produsul fluxurilor celor doi electromagneți, frecvența curentului alternativ și sinusul unghiului închis de vectorii celor două fluxuri. Făcîndu-se, prin relațiile corespunzătoare, legătura dintre fluxuri, curentul I și tensiunea rețelei U, rezultă proporționalitatea dintre momentul activ M_a și puterea în circuit :

$$M_a = k \cdot I \cdot U \cdot \cos\theta, \qquad (8)$$

unde θ este unghiul de defazaj al curentului față de tensiunea din rețea, iar k este o constantă. Concluzia care se poate trage este aceea că viteza discului, deci și a arborelui, este proporțională cu puterea în circuit și, evident, cu durata aplicării acesteia.

Pentru a efectua măsurările la valori diferite ale încărcării lagărelor, s-a prevăzut posibilitatea variației greutății sistemului mobil prin utilizarea de discuri din materiale diferite (aluminiu sau cupru), prin folosirea unor discuri pline sau găurite.

Instalația de încercare, prin forma adoptată pentru suport, permite studiul comportării lagărelor, atît în poziție verticală, cît și în poziție orizontală. Fotografia din figura 4 arată standul, în utilizarea pentru o poziție orizontală a arborelui. Reglarea standului pe masa de lucru, în una sau alta din pozițiile de încercare, se face cu ajutorul șuruburilor din suport și prin intermediul unui dispozitiv cu bulă de aer.

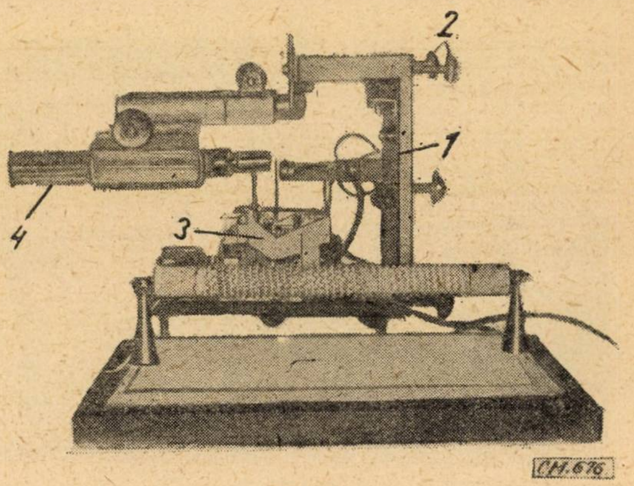


Fig. 4

Pentru reglarea și determinarea jocurilor din lagăr s-a imaginat și realizat următorul procedeu : pe discul fixat pe arbore se marchează un punct ; sistemul mobil, pentru poziția orizontală a arborelui, este adus la ,,zero'' prin înșurubarea pînă la refuz a cuzinetului reglabil, deci jocul longitudinal S_l este nul. Operația trebuie efectuată cu o deosebită delicatețe, pentru a exclude orice deteriorare sau deformare a suprafețelor vîrfurilor sau cuzineților.

Utilizînd microscopul cu ocular gradat, cu care a fost prevăzut standul, după aducerea la ,,zero'' se repereză cu centrul scalei gradate punctul marcat pe disc. Printr-o ușoară deșurubare a cuzinetului mobil se obține jocul longitudinal total $S_l = 2\ s_l$. La microscop se citește, evident, ,,căderea'' e a discului cu arborele său, dar din geometria figurii 5 se poate scrie relația :

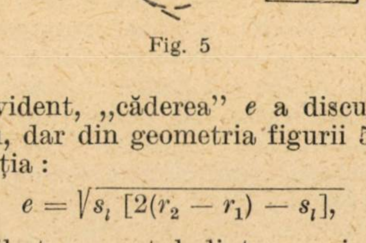


Fig. 5

$$e = \sqrt{s_l\ [2(r_2 - r_1) - s_l]}, \qquad (9)$$

care stabilește raportul dintre s_l și e.

Pentru poziţia verticală a arborelui reglarea şi determinarea jocului se fac mai întîi orizontal, apoi modificîndu-se poziţia şi utilizînd ecuaţia (9).

Metoda prezentată mai sus asigură o înaltă precizie de determinare a jocului longitudinal, măsurîndu-se — la o rigurozitate de microscop — valorile lui e, care sînt sensibil mai mari ca valorile lui s_l.

Principala deficienţă a metodelor utilizate pînă acum este diferenţa mare dintre rezultatele teoretice şi cele experimentale. Aceasta este cauzată, desigur, în primul rînd, de soluţia adoptată pentru măsurare, dar şi de faptul că premisele teoriei herţiene, care stau la baza studiului lagărelor cu suprafeţe de contact sferice, nu se pot realiza (deşi, aşa cum s-a putut remarca din articolele precedente, astăzi se poate vorbi de o pătrundere mai intimă în fenomenele de frecare şi în alte fenomene mecanice care au loc în aceste lagăre).

Metoda utilizată este, aşa cum s-a arătat, avantajoasă, prin precizia mai ridicată a măsurărilor care — evident — apropie mai mult rezultatele teoretice de cele experimentale, apoi metoda este astfel concepută încît împiedică introducerea unor momente suplimentare. Ea poate fi aplicată nu numai lagărelor pentru vîrfuri, ci şi altor tipuri de lagăre din mecanica fină, cum sînt, de pildă, cele cu rulmenţi miniaturali. Determinarea momentului de frecare, prin măsurarea vitezei unghiulare şi a timpului, face posibilă utilizarea unor mijloace simple, relativ uşor de realizat. Metoda permite de asemenea, ca măsurările să se execute în diferite faze ale mişcării, element foarte important pentru lagărele din mecanica fină.

Dintre observaţiile critice trebuie subliniate, mai întîi, cele datorite greutăţilor sau impreciziilor de montaj. Centrarea discului presupune o atenţie şi o grijă deosebită. Diferenţa mare dintre masa acestuia şi a arborelui pe care este montat poate provoca, la mici imprecizii de centrare, importante solicitări dinamice în lagăre. Defecţiunea se poate înlătura asigurînd o echilibrare perfectă sistemului mobil.

Mici erori de măsurare pot apărea şi ca urmare a reglării jocurilor. În sprijinirea orizontală, o distribuţie riguros egală a jocului longitudinal pe cele două lagăre desigur că nu este posibilă. Defecţiunea se poate, în bună parte, micşora, dacă măsurările se efectuează în două direcţii decalate între ele cu 180°.

O gamă mai largă de variaţie a încărcării lagărelor nu este posibilă, fără pericolul dezechilibrării sistemului mobil. Din această cauză a fost necesară, în încercările efectuate, pregătirea unei colecţii a ansamblului disc-arbore-vîrfuri. S-a determinat, în prealabil, pentru fiecare ansamblu al sistemului mobil, momentul de inerţie.

Cercetările efectuate au avut la bază vîrfurile şi lagărele utilizate de Uzinele „Electromagnetica” în producţia contoarelor electrice monofazate pentru energie activă, de tip CAM-6. Bilele introduse prin sertizare în bucşe sînt confecţionate din oţel de rulment, avînd, potrivit scării de duritate mineralogice după Mohs, o duritate de 6 — 7 (similară cuarţului). Materialul cuzinetului este safirul sintetic, avînd potrivit scării de duritate mineralogice după Mohs, o duritate de 9 (similară corindonului şi identică cu a safirului natural). Fotografia sub microscop a ansamblului vîrf-arbore este prezentată în figura 6, iar a ansamblului cuzinet-lagăr în figura 7. Desenele de execuţie ale vîrfului şi cuzinetului sînt arătate în figura 8, *a*, *b*.

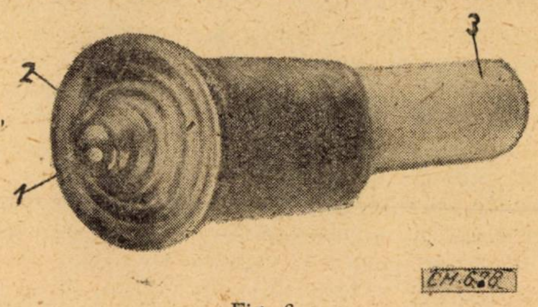


Fig. 6

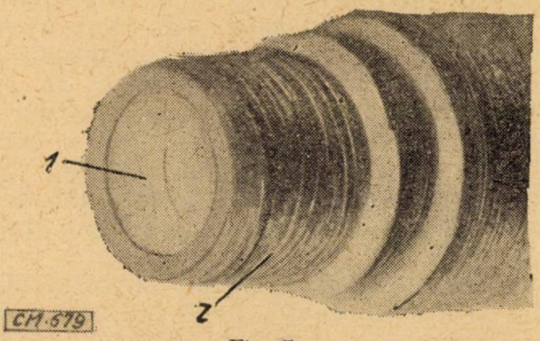


Fig. 7

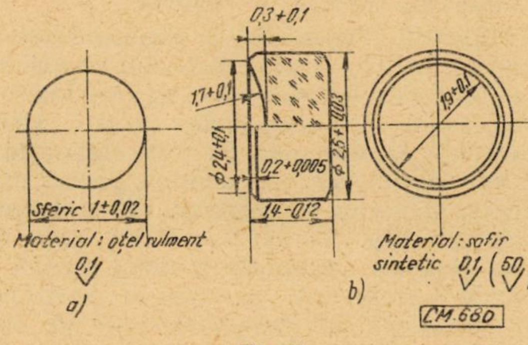


Fig. 8

Dintre toţi factorii s-au păstrat, neschimbaţi, numai parametrii geometrici ai vîrfului şi cuzinetului, pentru a menţine aceste elemente constructive aşa cum se folosesc ele în producţia indigenă. Încărcările s-au efectuat atît pentru lagărele orizontale cît şi pentru cele verticale. Spre deosebire de contorul electric indigen, pentru măsurările efectuate la poziţia verticală s-a utilizat şi la partea superioară a arborelui tot un lagăr pentru vîrf (în construcţia contorului actual se foloseşte sus un lagăr cilindric). Această măsură, desigur că are, ca efect practic imediat, micşorarea sensibilă a momentului de frecare total din cele două puncte de sprijin.

Toate măsurările au fost efectuate la aceeaşi temperatură, aceea a mediului ambiant, astfel că, din acest punct de vedere, nu se poate vorbi de o variaţie a jocurilor din lagăre, după reglarea acestora.

În majoritatea cazurilor, cercetările s-au făcut la mişcarea în aer a sistemului mobil. Totuşi, în situaţiile cînd valoarea totală a momentului de frecare a fost foarte redusă, mai ales la lagărele verticale, s-au efectuat măsurări în vid. Pentru a pune în evidenţă influenţa mică a frecării cu aerul asupra momentului de frecare total, s-au efectuat unele încercări în vid şi la lagărul orizontal.

Dimensiunile de gabarit reduse ale standului au permis introducerea acestuia sub clopot şi realizarea unei rarefieri a aerului, suficient de avansată (6 mm col. Hg). Într-o astfel de situaţie, valoarea momentului de frecare a sistemului mobil cu aerul este practic nulă.

Determinarea momentului provocat de curenţi a fost apreciată, după înlocuirea antrenării electrice, printr-una mecanică. În toate împrejurările s-a utilizat aceeaşi viteză unghiulară pentru sistemul mobil sau, în orice caz, aşa cum este în realitate, un cîmp restrîns de variaţie a vitezei unghiulare sau a turaţiei.

Măsurările au fost efectuate pentru mai multe valori ale jocului longitudinal, dar avîndu-se grijă ca să se menţină contactul numai pe suprafaţa sferică a vîrfului.

Modificările succesive şi concomitente ale diferiţilor factori şi ale condiţiilor menţionate, între limitele de mai sus, au condus la un mare număr de înregistrări pentru situaţii caracteristice, din care au fost elaborate 22 diagrame de sinteză. Din acestea, pentru exemplificare, aici s-au reprezentat patru diagrame de sinteză (fig. 9—12) — dintre care două pentru lagărele orizontale şi două pentru cele verticale — împreună cu cîte o porţiune a unui singur caz din înregistrările de pe bandă (la partea superioară).

Diagramele de sinteză pentru lagărele *orizontale* scot în evidenţă următoarele concluzii mai importante:

Influenţa curenţilor asupra momentului de frecare este practic neglijabilă. De asemenea, frecarea cu aerul, cu toate că s-a realizat în instalaţia de vid o rarefiere suficient de avansată, poate să nu fie luată în considerare. Cunoscînd momentul de inerţie al masei sistemului mobil şi determinînd pe baza măsurărilor efectuate acceleraţia unghiulară, se stabileşte valoarea momentului de frecare. Ţinînd seamă că domeniul de modificare a turaţiei discului este foarte mic, se poate aprecia că viteza unghiulară are o variaţie liniară, deci acceleraţia unghiulară ε, pe intervalul considerat, va fi constantă şi egală cu tangenta unghiului β din diagramele de sinteză.

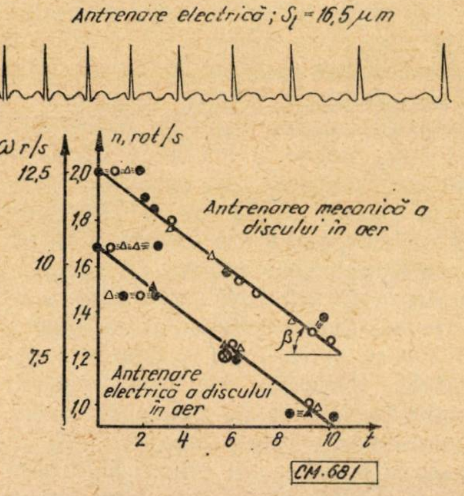


Fig. 9. Disc plin de cupru-arbore orizontal:
1) Antrenarea electrică a discului în aer.
Poziţia nesimetrică a discului pe **arbore:**

● jocul axial din lagăr s_l = 1 μm
○ jocul axial din lagăr s_l = 4,2 μm
△ jocul axial din lagăr s_l = 9,4 μm
⊕ jocul axial din lagăr s_l = 16,5 μm
▲ jocul axial din lagăr s_l = 26 μm.

1*) Antrenarea mecanică a discului în aer.
a) Poziţia nesimetrică a discului pe arbore:
○ jocul axial din lagăr s_l = 16,5 μm
● jocul axial din lagăr s_l = 26 μm

b) Poziţia simetrică a discului pe arbore:
● jocul axial din lagăr s_l = 4,2 μm
△ jocul axial din lagăr s_l = 9,4 μm.

La încărcări cuprinse între 30 şi 50 gf, pentru momentele de frecare se obţin valori de 0,16—0,28 gf.cm, iar pentru coeficientul de frecare valori de 0,102—0,109.

Din rezultatele experimentale este important de reţinut că momentul de frecare va fi numai în mică măsură influenţat de greutatea sistemului mobil. Un rol mai important pentru valoarea momentului de frecare îl are momentul de inerţie al masei sistemului mobil (momentul de frecare scade cu reducerea momentului de inerţie). Acceleraţia unghiulară determină o creştere a momentului de frecare. Bineînţeles că natura materialelor şi gradul de prelucrare a suprafeţelor celor două elemente joacă un rol la fel de important ca şi în lagărele din construcţia de maşini. Momentul de frecare, calculat pe baza teoriei herţiene (chiar dacă se aduc corecturile cauzate de solicitările dinamice) este de 20—30 ori mai mic decît cel stabilit experimental, deci mai apropiat de acesta decît la celelalte metode folosite pînă în prezent, unde s-a stabilit că este de 40—50 ori mai mic. Aceasta arată că există încă importante rezerve pentru un studiu şi mai aprofundat al teoriei frecării din lagărele orizontale.

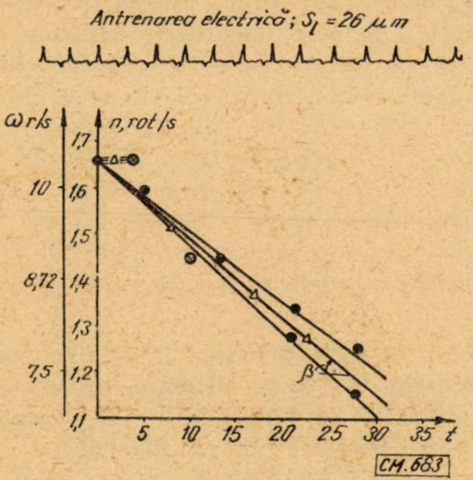


Fig. 10. Disc plin de aluminiu-arbore vertical. Antrenarea electrică a discului în aer :

● jocul axial din lagăr s_l = 4.2 μm

△ jocul axial din lagăr s_l = 16.5 μm

⊕ jocul axial din lagăr s_l = 26 μm.

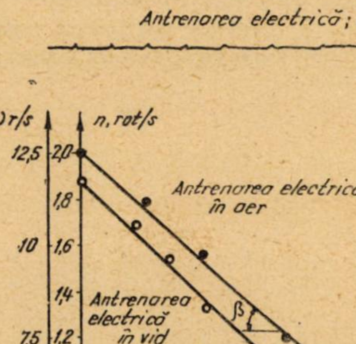


Fig. 11. Disc plin de aluminiu — arbore orizontal. Antrenarea electrică a discului la acelaşi joc axial în aer şi vid :

● antrenarea electrică a discului în aer

○ antrenarea electrică a discului în vid.

Diagramele de sinteză pentru lagărele *verticale*, mai numeroase decît cele pentru lagărele orizontale (avînd în vedere o variaţie mai sensibilă a parametrilor studiaţi), scot în evidenţă următoarele concluzii mai importante:

Din cauza frecării mai mici din aceste lagăre, în valoarea momentului total trebuie incluse momentele provocate de curenţii remanenţi şi de rezistenţa aerului. Aceasta explică şi seria de măsurări de corecţie executate, prin antrenarea electrică şi mecanică, respectiv prin funcţionare în aer şi vid, pentru aceleaşi caracteristici geometrice ale sistemului mobil. Întrucît momentele de frecare provocate de curenţii remanenţi şi de aer sînt dependente de turaţie, aceasta s-a limitat potrivit domeniului de utilizare a lagărelor pentru vîrfuri. Diferenţele care se remarcă pe diagrame între sistemele mobile înzestrate cu discuri de aluminiu şi cele înzestrate cu discuri de cupru (mai mari la aluminiu) se pot explica prin influenţa mai mare pe care o exercită asupra aluminiului, atît curenţii remanenţi (conductibilitate electrică mai mică), cît şi aerul (suprafaţa discului mai puternic imprimată).

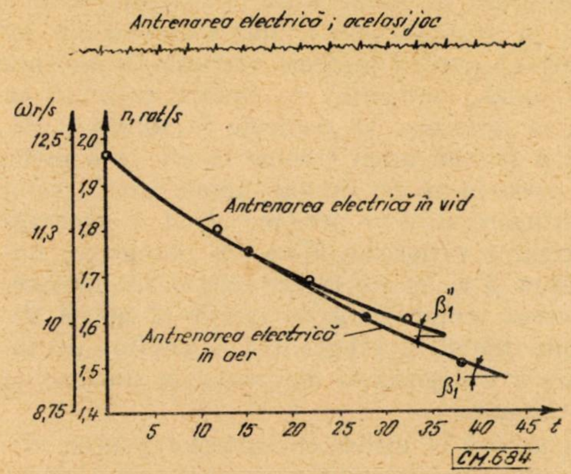


Fig. 12. Disc găurit de cupru — arbore vertical. Antrenarea electrică a discului la acelaşi joc axial în aer şi vid :

○ antrenarea electrică a discului în vid;

● antrenarea electrică a discului în aer.

Momentul de frecare M_b, datorat curenţilor remanenţi, s-a determinat utilizînd relaţia (3), pentru o antrenare electrică (M_r') respectiv una mecanică (M_r''):

$$M_b = M_r' - M_r'' = I \frac{k_\omega}{k_t} (\mathrm{tg}\,\beta' - \mathrm{tg}\,\beta''), \quad (10)$$

unde β′ şi β″ sînt unghiurile formate de tangentele la diagramele de sinteză cu axa absciselor.

Momentul de frecare M_a, datorat rezistenţei aerului, s-a determinat utilizînd tot relaţia (3) pentru o antrenare electrică în aer (M'_{r1}), respectiv în vid (M''_{r1}) :

$$M_a = M'_{r_1} - M''_{r_1} = I\frac{k\omega}{k_t}(\text{tg}\ \beta'_1 - \text{tg}\ \beta''_1), \quad (11)$$

unde β'_1 şi β''_1 sînt unghiurile formate de tangentele la diagramele de sinteză cu axa absciselor.

Pentru aceleaşi încărcări ca şi la lagărele orizontale (30—50 gf), momentele de frecare determinate experimental sînt cuprinse între (0,017 şi 0,027) gf.cm. Raportul dintre valorile momentului de frecare măsurate şi cele calculate pe baza teoriei herţiene este cuprins între 4,8 şi 5,7.

Rezultă deci că, deşi valorile măsurate diferă încă sensibil de cele calculate, se apropie mai mult de acestea decît cele semnalate pînă acum în literatura de specialitate (decalajul s-a micşorat cu aproape 50%). Mai reiese că un rol important pentru lagărele verticale îl prezintă jocul axial, momentul de frecare crescînd cu mărirea acestuia. O reducere la minimul necesar a jocului axial trebuie făcută însă astfel încît aceasta să nu fie sub limita unui ajustaj cu strîngere, care ar produce uzura şi eventual deformarea arborelui. Este, de asemenea, importantă şi la aceste lagăre micşorarea frecării, reducerea momentului de inerţie al masei sistemului mobil şi micşorarea unghiului de înclinare a tangentei la diagrama de sinteză cu axa timpului.

Cu privire la utilizarea lagărelor pentru vîrfuri, din experimentările efectuate cu metoda prezentată a rezultat, în rezumat, următoarele :

— este recomandabilă utilizarea, în toate cazurile posibile, a sistemului vîrf — lagăr vertical ; numai dacă este strict impus de construcţie să se utilizeze sistemul orizontal ;

— folosirea de jocuri mici la sprijinirea verticală astfel ca axa fusului să fie cît mai aproape, ca poziţie, de axa lagărelor. Trebuie evitat contactul pe zona conică a vîrfului chiar la fusul superior şi, în orice caz, în soluţiile practice care utilizează fus cilindric superior (contorul electric românesc), acesta este potrivit să fie înlocuit prin fus în formă de vîrf. La lagărele orizontale, jocurile trebuie reglate astfel încît contactul în ambele puncte de sprijin să se facă pe zonele sferice ale vîrfului şi lagărului ;

— dacă lagărele pentru vîrfuri sînt utilizate la aparatele electrice, sistemul mobil trebuie confecţionat — pe cît posibil — din materiale cu o bună conductibilitate electrică.

Este, de asemenea, necesar să se acorde atenţie momentului de inerţie al masei sistemului mobil, echilibrării acestuia şi centrării riguroase a elementelor fixate pe arbore, valorilor acceleraţiei unghiulare a arborelui şi, bineînţeles, materialelor pentru vîrf şi arbore, precum şi prelucrării suprafeţelor de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* Contribuţii la studiul şi încercarea lagărelor pentru vîrfuri. Teză de doctorat. Bucureşti, 1968.

[2] *Holfeld, A.* Reibungsmessungen mittels der Auslaufmethode. In : Feingerätetechnik, nr. 7, 1962.

[3] *Horovitz, B.* şi *Kovacs, F.* Lucrări de laborator la mecanisme şi organe de maşini. Timişoara, 1963.

[4] *Vostroknutov, N. G.* Contoare electrice şi exploatarea lor. Traducere din limba rusă. Editura tehnică, Bucureşti, 1951.

CZ 621.941.025–71 : 539.538

Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra uzurii cuţitului la strunjirea de degroşare a fontei

Conf. dr. ing. Gherman DRĂGHICI – Institutul politehnic – Braşov

Din literatura de specialitate [1], [2], [3] rezultă influenţa pozitivă a utilizării lichidului de răcire-ungere în stare pulverizată la prelucrările prin aşchiere a metalelor.

La prelucrările de degroşare, regimul intens de aşchiere duce la o uzură rapidă a sculelor şi deci la înlocuiri mai frecvente a lor cu scule reascuţite, lucru care se reflectă în mod negativ asupra productivităţii şi a preţului de cost, îndeosebi datorită consumului mare de scule.

Deoarece studiul experimental în laborator al influenţei răcirii cu lichid pulverizat asupra uzurii cuţitului la strunjirea de degroşare ar fi necesitat un consum foarte mare de material s-au realizat încercările respective în cadrul Uzinei de Autocamioane din Braşov în condiţii reale de producţie.

Astfel, a fost studiată în condiţii reale de producţie influenţa răcirii cu lichidul pulverizat asupra uzurii radiale a cuţitului la strunjirea de degroşare a volantului motorului SR 113, piesa fiind confecţionată prin turnare din Fc-21, cu HB = 170...241.

Prelucrarea s-a făcut cu un cuţit armat cu plăcuţă de carburi metalice VK8 cu următoarea geometrie a părţii aşchietoare :

$$\varkappa = 45^\circ ; \ \varkappa_1 = 30^\circ ; \ \alpha = 10^\circ ;$$

$$\gamma = 0^\circ ; \ r = 2 \text{ mm}.$$

Regimul de aşchiere atît la strunjirea obişnuită (fără răcire) cît şi la cea cu răcire cu lichid pulverizat a fost $v_{med} = 31$ m/min, $s_{trans} = 1$ mm/rot ; $t = 3{,}5 \ldots 4$ mm.

Măsurarea uzurii radiale s-a făcut cu un aparat de construcţie originală [4], după prelucrarea fiecărei piese.

Instalaţia de pulverizare a lichidului de răcire este descrisă în literatura de specialitate [2]. Lichidul de răcire a fost emulsia de la reţeaua centrală a uzinei, mult diluată.

Rezultatele experimentale obţinute sînt redate în diagrama din figura 1. În această diagramă se vede că, la strunjirea obişnuită fără răcire, uzura radială creşte foarte brusc (curba *1*) în zona uzurii iniţiale care are loc într-o perioadă scurtă de timp (8 min).

În continuare, uzura creşte relativ lent, pentru ca să se menţină chiar constantă, după care începe să crească din nou brusc, atingînd valoarea de 300 μm. La această valoare a uzurii radiale prelucrarea a fost întreruptă, întrucît condiţiile de aşchiere s-au înrăutăţit, fiind necesară reascuţirea cuţitului. Din diagrama respectivă se vede că durabilitatea muchiei aşchietoare a cuţitului este de 48 min. În această perioadă de timp au fost prelucrate 12 piese.

La prelucrarea cu răcire cu lichid pulverizat, uzura radială variază după curba *2*. Se vede că şi în acest caz uzura iniţială creşte brusc într-un interval de timp foarte scurt (4 min), datorită calităţii inferioare a muchiei aşchietoare a cuţitului (ascuţirea se face la polizor de către muncitor, fără o lepuire ulterioară). În perioada următoare de timp, uzura creşte lent, aproape liniar. Uzura maximă admisibilă de 300 μ m se atinge abia după 664 min. În această perioadă de timp s-au prelucrat 166 piese.

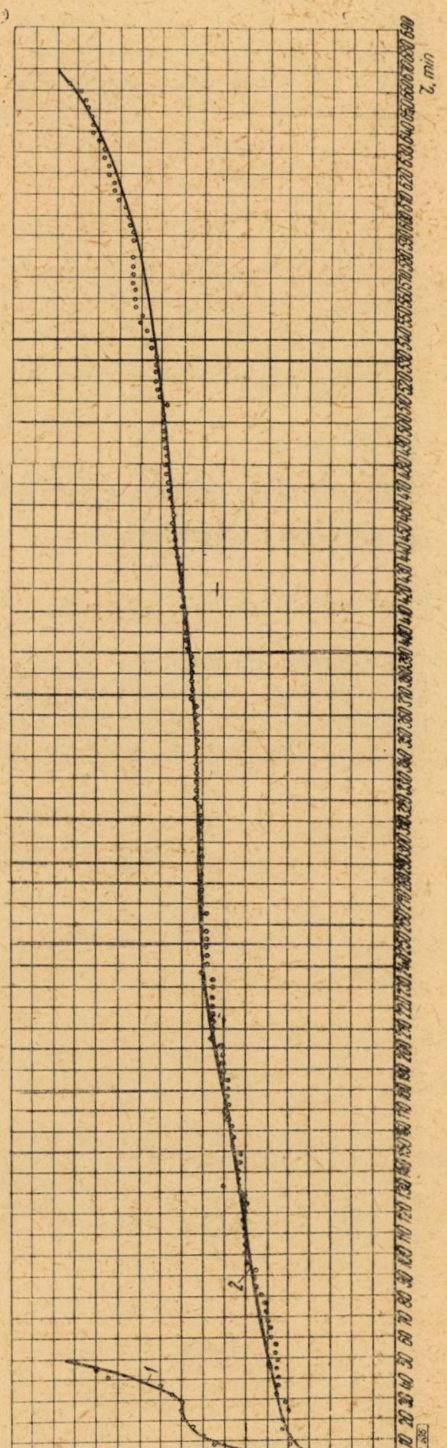


Fig. 1

Aprecierea estimativă a eficacității răcirii cu lichid pulverizat rezultă dacă se face raportul dintre durabilitatea T_2 a cuțitului în cazul prelucrării cu răcire cu lichid pulverizat și durabilitatea T_1 a acestuia în cazul prelucrării obișnuite, precum și raportul dintre numărul de piese prelucrate în perioada de timp corespunzătoare durabilităților respective (N_{T2} și N_{T1}) :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{664}{48} = 13{,}4\,;$$

$$\frac{N_{T2}}{N_{T1}} = \frac{166}{12} = 13{,}8.$$

Rezultă deci că, durabilitatea cuțitului la strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat este de 13,4 ori mai mare decît a cuțitului la strunjirea obișnuită fără răcire.

De asemenea, numărul de piese prelucrate în perioada durabilității la strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat (N_{T2}) este de 13,8 ori mai mare decît numărul de piese (N_{T1}) prelucrate în perioada durabilității (T_1) la strunjirea fără răcire. De tot atîtea ori mai mare (13,8 ori) este și numărul total de piese care pot fi prelucrate cu un cuțit în toată perioada lui de exploatare în cele două cazuri și de tot atîtea ori este mai mică ponderea costului cuțitului în cadrul prețului de cost al unei piese prelucrate după această metodă.

BIBLIOGRAFIE

[1] Smazocino ohlajdaiușcie jidcosti pri rezanie metallov i tehnica ih primenenia. Mașghiz, 1961.

[2] *Drăghici, Gh.* Metode tehnologice înainte de prelucrarea metalelor. Editura tehnică, 1965.

[3] *Drăghici, Gh.* Influența răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilității cuțitului de strung. În: Construcția de Mașini, nr. 12, 1965.

[4] *Drăghici, Gh.* Aparat pentru măsurarea uzurii pe fața de așezare și a deformației termice a cuțitului de strung. Metalurgia și construcția de mașini, nr. 2, 1962.

CZ 621.834 : 621.771.67

befogásod csúszás megmunkálás at gördülé

Influența alunecării la prelucrarea prin rulare a roților dințate

Ing. Constantin MINCIU – Institutul politehnic – București

Lucrarea de față își propune, drept scop, determinarea mărimii influenței alunecării la prelucrarea prin rulare a roților dințate cilindrice cu profilul dinților în evolventă. Evolventa, matematic, ia naștere ca o curbă trasată de un punct al dreptei numită rulantă, care rulează fără alunecare pe un cerc de bază (figura 1).

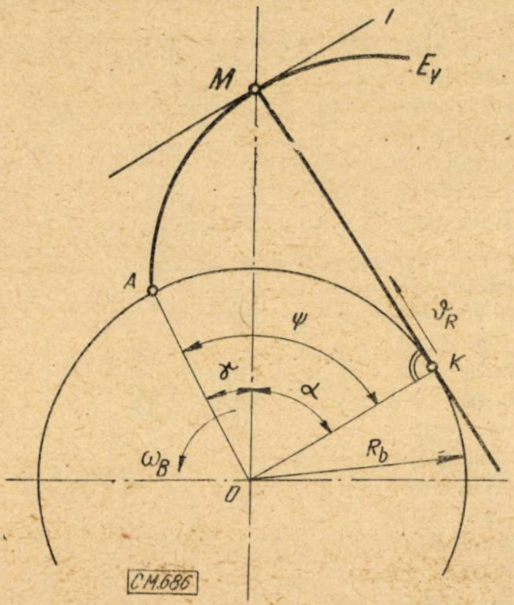


Fig. 1

Condiția de realizare a evoluentei este ca : $\overset{\frown}{R_b \cdot \psi} = \overline{KM}$.

Cinematic, această condiție se traduce prin a realiza egalitatea :

$$\overline{v}_B = \overline{v}_R, \qquad (1)$$

în care $\overline{v}_B$ este viteza instantanee a punctului K pe cercul de bază ;

$\overline{v}_R$ — viteza instantanee a punctului K pe rulantă.

Dacă rulantei i se atașază o curbă solidar legată de ea, în timpul rulării rulantei pe cercul de bază, curba atașată va descrie, în planul bazei, o curbă numită ruletă.

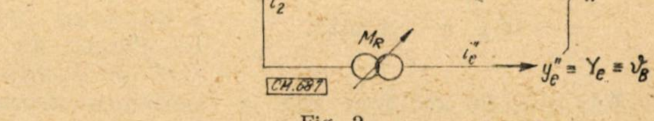


Fig. 2

Lanțul cinematic de rulare (fig. 2), care va trebui să realizeze rularea celor două curbe, este un lanț cinematic închis [3], [4].

Din punct de vedere cinematic, o remarcă importantă este că, pentru o mărime de intrare $y'_i = y''_i$ oarecare în punctul A, variabilă sau nu, raportul mărimilor de ieşire rămîne constant.

În punctul A al lanţului cinematic de rulare legătura este realizată cu ajutorul unui mecanism, spre deosebire de punctul W în care nu există ceva asemănător. Cu toate acestea în acest punct se realizează transmiterea fluxului cinematic, adică mărimea Y_e din ramura $A-W$ sub forma mărimii Y_i în ramura WA a lanţului cinematic. Neexistenţa unui mecanism real a dus la denumirea de mecanism fictiv [4] a acestui punct. Punctul W corespunde ,,mecanismului'' format de sculă şi piesă.

Raportul de transfer al acestui mecanism fictiv corespunde condiţiei de rigidizare sau rigiditate cinematică a unui lanţ cinematic închis.

În cazul figurilor 1 şi 2 :

$$i_w = \frac{w_e}{w_i} = \frac{Y_i}{Y_e} = \frac{v_R}{v_B} = 1 \qquad (2)$$

în care w_e reprezintă viteza tangenţială pe bază (la piesă), iar w_i — viteza tangenţială pe rulantă (la sculă). Se poate spune că condiţia necesară şi suficientă, pentru ca rularea să se producă în bune condiţii, este ca *condiţia de rigidizare cinematică* să-şi păstreze valoarea egală cu unitatea. Datorită unor cauze cinematice sau dinamice, *condiţia de rigidizare cinematică* nu-şi mai păstrează valoarea 1, ci îşi schimbă în continuu valoarea în jurul acestei mărimi.

Cauzele care duc la schimbarea valorii acestei mărimi pot fi grupate în : cauze cinematice (legate de precizia cinematică a lanţului cinematic de rulare) şi cauze dinamice (legate de precizia dinamică).

După cum s-a arătat, mecanismul fictiv este format din piesă şi sculă, legate între ele şi prin procesul de aşchiere, în timpul căruia iau naştere eforturi de aşchiere cu valori relativ mari şi variabile. Ca urmare, în arborii săi apar vibraţii torsionale. Acestora li se adaugă şi deformaţiile elastice de contact dintre celelalte elemente ale lanţului cinematic (variabile în timp).

Toate aceste cauze fac să apară alunecări între bază şi rostogolitoare, alunecări introduse prin deplasări, variaţii de viteză sau acceleraţie datorite cauzelor cinematice sau dinamice. Din cele arătate se poate afirma că inconstanţa *condiţiei de rigidizare cinematică* se datoreşte unor cauze aflate în interiorul lanţului cinematic de rulare format din mecanisme reale şi unor cauze care se generează în însuşi mecanismul fictiv.

Determinarea influenţei alunecării la rulare asupra preciziei roţilor dinţate cilindrice ce se prelucrează prin rulare, cînd generarea evolventei se face prin [2], [3] :

a) generarea evolventei cu dreaptă mobilă ;

b) generarea evolventei cu dreaptă fixă.

a) În acest caz (fig. 3), baza este un cerc care are mişcare de rotaţie, rulanta este o dreaptă pe care se găseşte profilul generator (ce nu reprezintă altceva decît tangenta la evolventa ce se generează), din rularea căreia ia naştere ruleta ca o curbă conjugată.

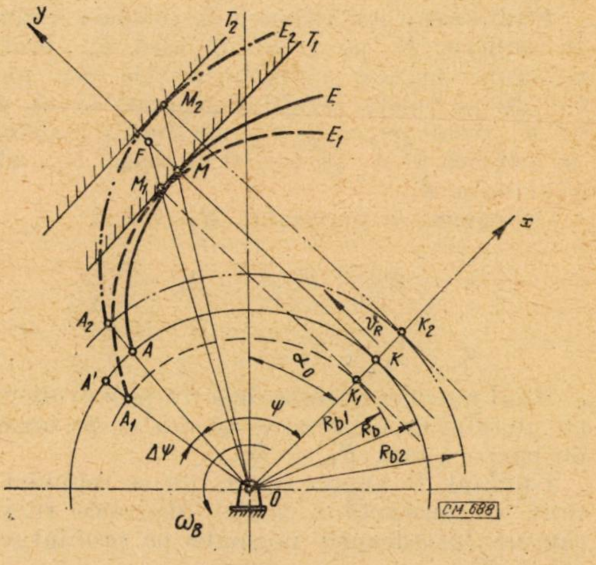


Fig. 3

Dacă se produce o rulare fără alunecare, în poziţia desenată punctul generat este M cu originea evolventei în punctul A pe cercul de bază R_b, cu unghiul de angrenare α_0.

Condiţia cinematică a rulării (teoretică sau ideală) este ca :

$$y_M = R_b \cdot \psi, \qquad (3)$$

care arată că mecanismul fictiv are un raport de transfer constant. În această egalitate y_M reprezintă deplasarea pe rulantă, iar $R_b \cdot \psi$ reprezintă deplasarea pe bază. Altfel scris :

$$\overline{v}_R = R_b \cdot \overline{\omega}_B . \qquad (4)$$

În acest caz, coordonatele punctului M în sistemul xKy vor fi :

$$x_M = 0 ; \; y_M = R_b \cdot \psi. \qquad (5)$$

Alunecarea poate apărea fie la bază (piesă), fie la rulantă (sculă), fie la ambele elemente ale mecanismului fictiv.

a.1) Dacă în timpul rulării apare o creştere a unghiului de rulare ψ cu creşterea $\Delta\psi$, constantă sau variabilă, fără ca profilul generator să-şi modifice poziţia, unghiul de rulare va deveni :

$$\psi_1 = \psi + \Delta \psi. \qquad (6)$$

Rularea fără alunecare se va produce pe un alt cerc de bază a cărui rază R_{b1} va satisface relația :

$$R_{b1}(\psi + \Delta\,\psi) = R_b\,\psi\,, \qquad (7)$$

de unde :

$$R_{b1} = R_b\frac{\psi}{\psi + \Delta\psi}. \qquad (8)$$

Noul centru instantaneu de rotație s-a mutat în punctul K_1 pe arcul de rază R_{b1}, profilul generator nu și-a schimbat poziția, deci punctul de pe ruletă (profilul generat) se va găsi în M_1. Acest punct face parte dintr-o evolventă cu originea în A_1 pe cercul de bază R_{b1}, adică evolventa E_1.

Coordonatele punctului M_1 vor fi :

$$\begin{aligned} x_1 &= R_{b1} - R_b = -\,R_b\frac{\Delta\,\psi}{\psi + \Delta\,\psi}\,; \\ y_1 &= y_M = R_b\,\psi\,. \end{aligned} \qquad (9)$$

Noul punct se găsește deci tot pe o evolventă, cu unghiul de angrenare α_0, dar de pe un cerc de bază cu raza $R_{b1} \neq R_b$.

Unghiul de angrenare α_0 nu se schimbă, el fiind o constantă a sculei (deoarece rulanta rămîne întotdeauna normală pe profilul generator T_1).

a. 2) Să considerăm de data aceasta că unghiul ψ nu s-a modificat față de cazul teoretic, dar profilul generator nu se mai găsește în T_1 (poziția teoretică) ci se găsește în T_2 deplasat cu Δy, poziție datorată creșterii vitezei $\overline{v}_R$ cu Δv.

Pe cercul de bază de rază R_b nu va mai exista rulare, dar va exista pe cercul a cărui rază R_{b2} va satisface relația :

$$R_{b2}\cdot\psi = R_b\cdot\psi + \Delta y, \qquad (10)$$

de unde :

$$R_{b2} = R_b + \frac{\Delta y}{\psi}. \qquad (11)$$

Coordonatele punctului M_2 determinat de rularea pe cercul de rază R_{b2} sînt :

$$x_2 = R_{b2} - R_b = \frac{\Delta y}{\psi}\,; \quad y_2 = R_o\cdot\psi + \Delta\,y. \qquad (12)$$

Punctul M_2 se va găsi pe o evolventă E_2 care va pleca de pe cercul de rază R_{b2} cu unghiul de rulare ψ căruia îi corespunde originea A_2.

a.3) În cazul în care apar simultan cele două variații de deplasare $\Delta\,\psi$ și Δy ale elementelor mecanismului fictiv, un punct M' de pe evolventa conjugată va avea coordonatele (prin suprapunerea efectelor cazurilor anterioare) :

$$\begin{aligned} x' &= x_1 + x_2 = -\,R_b\frac{\Delta\psi}{\psi + \Delta\psi} + \frac{\Delta y}{\psi}\,; \\ y' &= y_2 = R_b\cdot\psi + \Delta y. \end{aligned} \qquad (13)$$

Există un cerc de rază R'_b pe care se va produce o rulare pură pe un arc de cerc $\psi + \Delta\psi$. Lungimea arcului de cerc va fi : $y' = R_b\cdot\psi + \Delta y$, adică :

$$R'_b(\psi + \Delta\psi) = R_b\cdot\psi + \Delta y, \qquad (14)$$

din care se poate scoate mărimea acestei raze:

$$R'_b = \frac{R_b\cdot\psi + \Delta y}{\psi + \Delta\psi}. \qquad (15')$$

Dacă se scrie altfel noua rază a cercului de bază :

$$R'_b = \frac{R_b + \dfrac{\Delta y}{\psi}}{1 + \dfrac{\Delta\psi}{\psi}}, \qquad (15'')$$

se poate observa că alunecarea este cu atît mai influentă asupra razei de bază, cu cît ψ este mai mic, ceea ce se întîmplă pentru porțiunile evolventei corespunzătoare piciorului dintelui și în special la numere mici de dinți ai roții ce se prelucrează.

Variația razei cercului de bază, element important în determinarea erorilor roților dințate [5], va fi :

$$\Delta R_b = R'_b - R_b = \frac{\Delta y - R_b\cdot\Delta\psi}{\psi + \Delta\psi}. \qquad (16)$$

Aceeași relație poate fi scrisă și în funcție de creșterile vitezei v și ω.

Se poate observa că pentru a se produce o rulare de pe același cerc de bază, adică a reveni la evolventa inițială, este necesar ca raza R'_b să devină egală cu R_b :

$$R'_b = R_b\,, \qquad (17)$$

adică :

$$\Delta y = R_b\cdot\Delta\psi, \qquad (18)$$

care arată că deplasarea Δy a profilului generator trebuie să fie egală cu lungirea arcului datorită creșterii $\Delta\psi$, condiție ce indică tot o rulare între cele două creșteri.

b) Și în cazul generării evolventei cu dreaptă fixă fenomenul este la fel (fig. 4).

Dînd creșteri lui v_R și lui ω_B (sau lui ψ și y), ca în cazul precedent, se ajunge în final la același rezultat.

Este necesar să se facă o discuție asupra curbei ce ia naștere în cazul în care apare alunecare între cele două elemente cinematice ale mecanismului fictiv.

La generarea matematică a evolventei, punctul generator se află pe dreapta care rulează pe cercul de bază (fig. 1). În cazul generării pe mașini-unelte a evolventei, punctul generator se găsește pe dreapta T_1 (fig. 3, 4), el fiind oricare punct de pe această dreaptă, nominalizarea lui făcîndu-se funcție de condițiile rulării. Se vede că, datorită mecanismului fictiv, generarea evolventei pe maşini-unelte este diferită de modul de generare matematic a ei. Punctul M nu mai este solidar cu rulanta, ci este solidar cu profilul generator. Acest punct *M* poate fi oricare de pe profilul generator, căruia îi va corespunde o altă rulantă determinată de noile condiţii de rulare.

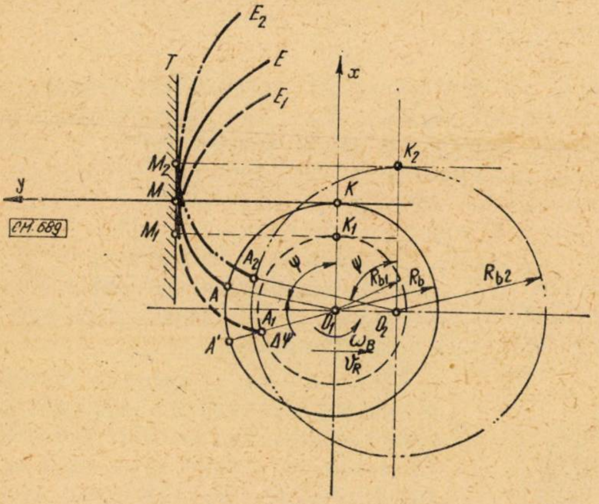


Fig. 4

Deci, în cazul generării pe maşini-unelte, baza şi rulanta sînt două curbe fictive, ele nominalizîndu-se din condiţia de rulare.

Concluzia principală care reiese din cele expuse este că, în cazul generării evolventei pe maşini-unelte, în cazul apariţiei alunecării, profilul dintelui este format din arce de evolventă pure dar care au cercuri de bază diferite de cel teoretic, iar mărimea acestor raze depinde de mărimea şi sensul alunecării. Aceasta se datoreşte faptului că baza şi rostogolitoarea sînt curbe fictive. După unii autori, această variaţie este criteriul unic de apreciere a preciziei unei roţi dinţate [5].

În marea majoritate a cazurilor, prelucrarea ambelor flancuri se face simultan, profilele generatoare care execută cele două flancuri sînt rigid legate între ele. În momentul în care apare alunecarea, pentru un flanc ea are un semn, iar pentru celălalt flanc este de semn opus. Acest lucru face ca razele de bază pentru evolventele celor două flancuri să fie diferite; dacă una este mai mare decît cea teoretică, cealaltă să fie mai mică. Din acest motiv, cele două flancuri vor face parte din evolventele de pe cercuri de bază diferite, iar dintele va fi asimetric (fig. 5).

Variaţia razei de bază datorită alunecării nu are influenţă asupra unghiului de angrenare al roţii dinţate ce se prelucrează, deoarece acest unghi este o caracteristică a sculei.

În schimb, alunecarea la prelucrare are influenţă asupra unghiului de angrenare al angrenajului. Considerînd două roţi montate la distanţa *A* dintre axe (distanţa teoretică):

$$R'_{r1}+R'_{r2}=R_{r1}+R_{r2}=A=\frac{R'_{b1}+R'_{b2}}{\cos\alpha'}=\frac{R_{b1}+R_{b2}}{\cos\alpha_0}, \qquad (19)$$

în care: R'_r — raza de rulare reală (cu alunecare);
R_r — raza de rulare teoretică.

Din (19) se poate determina noul unghi de angrenare:

$$\cos\alpha' = \cos\alpha_0 + \frac{\Delta R_{b1} + \Delta R_{b2}}{A}. \qquad (20)$$

Din cele arătate mai sus se poate observa că linia de angrenare s-a modificat. Cum alunecarea, deci şi $\Delta\ R_b$, este variabilă în timp, şi linia de angrenare se va schimba în continuu, în aşa fel încît ea va fi înfăşurătoarea acestor linii de angrenare instantanee (care sînt nişte drepte) şi nu va mai fi o dreaptă.

Concluziile principale care se trag sînt următoarele:

1. În timpul aşchierii, alunecarea este variabilă şi ca semn şi ca mărime, profilul dintelui va fi o curbă înfăşurătoare a unor evolvente ce au nişte cercuri de bază cu raze variind după cum variază şi alunecarea.

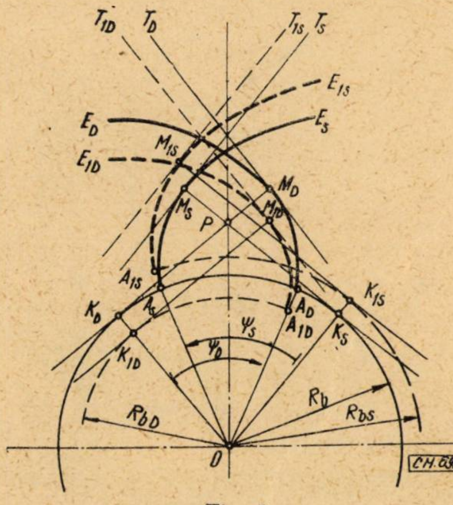


Fig. 5

2. Influenţa alunecării este cu atît mai mare cu cît unghiul de rulare ψ este mai mic, caz care apare la piciorul dintelui şi la numere relativ mici de dinţi ai roţii ce se prelucrează.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Cinematica maşinilor unelte. Bucureşti, Ed. tehnică, 1961.
[2] *Botez, E.* Angrenaje. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.
[3] *Botez, E.* — Bazele generării suprafeţelor pe maşini unelte. Ed. tehnică, Bucureşti, 1966.
[4] *Botez, E.* Contribuţii la teoria cinematicii maşinilor unelte (disertaţie), 1968.
[5] *Farber, A. M.* — Tehnologhiceskaia tocinosti zuboreznîh stankov i sposobî ee povîşenia. Moscova, 1957.

CZ 621.869.3 : 621.796.62

Un nou tip de încărcător pentru depozite de produse în vrac

Ing. Aurel MAÇOVEI – Institutul de cercetări și proiectări utilaj chimic rafinării – București

În ultima vreme — în țările industrializate — în domeniul preluării continue a materialelor în vrac, depozitate în halde de forme regulate, pentru prepararea, condiționarea sau expedierea lor, a apărut un nou tip de utilaj, un încărcător al cărui organ principal de lucru este un transportor cu raclete. În funcție de configurația halei de depozitare și de scopul urmărit, în componența încărcătorului mai pot intra un elevator, un transportor cu bandă și diverse alte subansamble, rezultînd astfel o mare varietate de tipuri constructive.

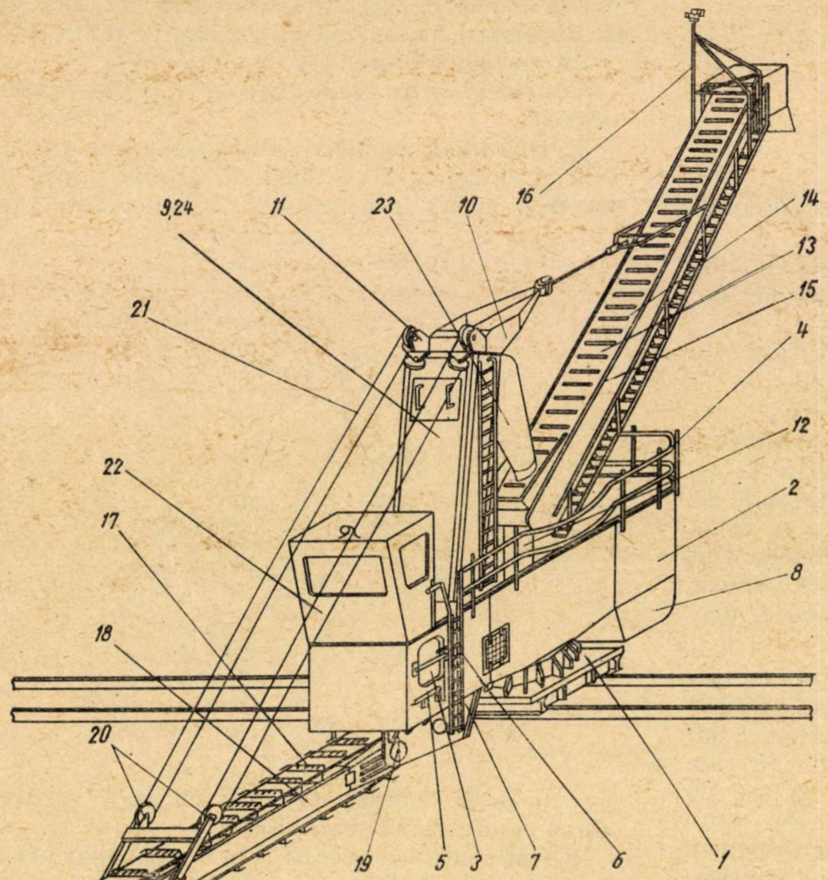


Fig. 1

Un tip de încărcător mai răspîndit este cel arătat în figura 1.

Căruciorul *1* este o construcție din fier profilat și tablă, sudate, pe care se montează întregul utilaj. Căruciorul este prevăzut cu un mecanism de antrenare în mișcare de translație, mecanism alcătuit dintr-un electromotor, un cuplaj elastic cu șaibă pentru frînă, o frînă electromagnetică și un reductor conico-cilindric. De la acest grup de antrenare, mișcarea ajunge la roți prin intermediul a două perechi de angrenaje. În acest fel este antrenată una dintre osii, pentru antrenarea celeilalte fiind utilizată o transmisie cu lanț (toate cele patru roți de rulare fiind motoare).

Chesonul cu mecanisme *2* este o construcție sudată, alcătuită de asemenea din fier profilat și tablă. Chesonul are forma unei cutii paralelipipedice. În interiorul chesonului sînt montate : mecanismul de antrenare comun al transportorului cu raclete și al elevatorului ; mecanismul de rotire a chesonului (în plan orizontal) ; mecanismul de ridicare a transportorului cu raclete ; dispozitivul de oprire automată a troliului mecanismului de ridicare, atunci cînd se slăbesc cablurile de susținere ale transportorului cu raclete ; ventilatorul care asigură o ușoară suprapresiune în cabina manipulantului, pentru a împiedica pătrunderea prafului.

Prin intermediul unui rulment radial-axial de diametru mare, chesonul cu mecanisme se reazemă pe cărucior. Fiind montat pe acest rulment, chesonul cu mecanisme poate executa mișcări de rotire în plan orizontal.

Pe unul dintre pereții laterali, chesonul este prevăzut cu o ușă *3* care permite accesul în interior. Chesonul cu mecanisme mai este dotat și cu o balustradă *4*, o podină *5* și o scară de acces *6*.

Chesonul articulație *7* este o construcție sudată care face legătura dintre transportorul cu raclete și chesonul cu mecanisme. În interior se află arborii de antrenare cu roțile de lanț respective, ale transportorului cu raclete și elevatorului cu cupe. Chesonul conține și dispozitivul de întindere a lanțului care antrenează arborii transportorului cu raclete și elevatorului.

Chesonul cu contragreutate *8* se fixează de chesonul cu mecanisme — de partea inferioară a acestuia — prin șuruburi. Se montează în partea opusă chesonului articulației. El conține contragreutățile din fontă care mențin stabilitatea utilajului.

Coșul elevatorului *9* se fixează tot prin șuruburi, pe partea superioară a chesonului cu mecanisme. Coșul cuprinde construcția metalică chesonată și arborele de întindere a lanțului elevatorului cu cupe. Dispozitivul de întindere este alcătuit din arcuri disc (tip Belleville), caracterizate prin faptul că preiau sarcini mari pentru dimensiuni relativ reduse. La partea superioară, coșul este prevăzut cu un element de prindere *10* de care se fixează construcția de susținere a transportorului cu bandă, prin intermediul unor tiranți. De asemenea, tot la partea superioară sînt montați și scripeții de deviere ai cablului de susținere a transportorului cu raclete *11*.

Stîlpul central *12* este o construcție sudată tubulară, care se prinde la partea ei inferioară de căruciorul de translație. Pe partea superioară a stîlpului central se reazemă construcția metalică de susținere a transportorului cu bandă. Fixarea transportorului de stîlpul central se face prin șuruburi.

Transportorul cu bandă *13* are o bandă de transport din cauciuc prevăzută cu reliefuri *14*, în scopul de a împiedica curgerea înapoi a materialului. Pentru antrenarea benzii s-a prevăzut un tambur motor. Întinderea benzii se face cu un dispozitiv cu șurub. Toate subansamblele componente ale transportorului cu bandă —tamburul motor, rolele de susținere, tamburul cu dispozitivul de întindere — sînt montate pe o construcție metalică sudată *15* care, la partea inferioară se reazemă pe stîlpul central, iar în rest mai este susținută de tirantul care se fixează la partea superioară a coșului elevatorului. Construcția metalică a transportorului cu bandă este prevăzută cu o pasarelă de acces, dispusă pe toată lungimea transportorului. Pe capătul superior al construcției metalice a transportorului se fixează scheletul metalic *16* pentru susținerea cablurilor de alimentare cu energie electrică a utilajului.

Transportorul cu raclete *17* se compune din două lanțuri cu eclise de care se fixează racletele. Aceste lanțuri se înfășoară la capetele transportorului, peste roțile arborelui de antrenare și cele ale dispozitivului de întindere. Elementul elastic al dispozitivului de întindere, ca și la elevator, îl constituie niște arcuri disc. Lanțul portraclete este prevăzut cu o serie de role care se deplasează în lungul unor ghidaje montate pe construcția metalică *18* a transportorului. Construcția metalică a acestui transportor este susținută în două puncte : articulația *19*, prin care se leagă de chesonul articulație și punctele de suspendare *20* de cablurile *21* ale mecanismului de ridicare, mecanism care variază înclinarea transportorului cu raclete față de orizontală.

Cabina *22* este o construcție etanșă ce adăpostește aparatura electrică și de automatizare, precum și pe manipulantul încărcătorului. În interiorul cabinei se află un dulap metalic etanș pentru aparatura electrică. Tot în interiorul cabinei se află pupitrul de comandă cu butoanele respective.

Spărgătorul de bulgări *23* este alcătuit dintr-un ax tubular pe care sînt fixate o serie de palete care în timpul rotirii axului trec printre barele unui grătar. Atît axul cît și barele grătarului sînt fixate în pîlnia care preia materialul de la elevator și îl dirijează la transportorul cu bandă. De aceeași pîlnie, în exterior, se fixează reductorul care antrenează axul cu palete. Prin rotirea paletelor, eventualii bulgări ce au fost reținuți de barele grătarului sînt sparți.

Lanțul elevatorului cu cupe *24* se montează în interiorul coșului elevatorului. Este un lanț de tip cu eclise. Cupele sînt prinse de cele două ramuri de lanț, pe spatele lor, cu ajutorul unor șuruburi.

Modul de lucru și fluxul materialului preluat de încărcător sînt reprezentate în figura 2. Cu ajutorul mecanismului de ridicare *1*, brațul cu transportorul cu raclete *2* este adus într-o poziție înclinată, apropiată cît mai mult posibil, de taluzul haldei de material. Prin pornirea mecanismului de antrenare *3*, se pun în mișcare, în același timp, lanțul cu raclete al transportorului și lanțul cu cupe al elevatorului *4*. Materialul preluat din haldă de către ramura inferioară a lanțului cu raclete este adus la baza elevatorului ; de aici, elevatorul ridică materialul și îl descarcă în pîlnia spărgătorului de bulgări *5*. Din pîlnia spărgătorului de bulgări, materialul cade în pîlnia de alimentare a transportorului cu bandă *6*, de unde este descărcat pe un transportor cu bandă fix, montat pe o pasarelă, pe toată lungimea halei de depozitare.

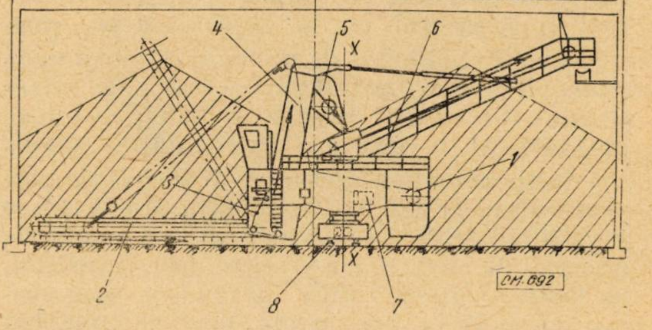


Fig. 2

În cazul încărcătorului descris, în timpul funcţionării transportorului cu raclete al elevatorului, a spărgătorului de bulgări şi a transportorului cu bandă, în mod obligatoriu mai trebuie să se execute şi una din mişcările următoare : translaţie, rotirea chesonului cu mecanisme şi simultan a transportorului cu raclete, înclinarea transportorului cu raclete.

Mişcarea de translaţie se realizează de către mecanismul 8 prin deplasarea căruciorului pe o cale de rulare alcătuită din două şine, montate în lungul halei de depozitare, amplasată aproape de axa longitudinală de simetrie a acesteia. Mişcarea de rotire este dată de mecanismul 7 care pune în mişcare de rotaţie în jurul axei $X-X$ (fig. 2) chesonul cu mecanisme şi toate celelalte părţi legate de acesta, adică transportorul cu raclete, chesonul articulaţie, chesonul cu contragreutate, cabina, elevatorul şi pîlnia spărgătorului de bulgări. Rotirea chesonului cu mecanisme este posibilă numai pentru un unghi de circa 280°, rămînînd un unghi mort, impus de faptul că trebuie evitat transportorul cu bandă *6*. Înclinarea transportorului cu raclete este realizată cu mecanismul *1*.

În funcţie de cantitatea de material şi de amplasarea lui în haldă, se disting două metode principale de lucru. Astfel, cînd halda de material este mare şi ocupă întreaga secţiune transversală a halei, se apropie încărcătorul de haldă, cu transportorul cu raclete ridicat la 60° faţă de orizontală. Se raclează materialul lăsînd transportorul într-o poziţie înaltă şi rotindu-l între 50 şi 55° de o parte şi de alta a căii de rulare. După fiecare rotire, se va avansa în mod regulat prin translaţie, pentru a obţine un culoar central în haldă care să permită trecerea încărcătorului cu chesonul cu mecanisme în poziţie transversală faţă de calea de rulare.

Înclinarea transportorului cu raclete se va alege în aşa fel încît să nu se producă surpări pe taluzurile laterale. În timpul operaţiilor de rotire, încărcătorul nu se deplasează pe şine.

În cazul cînd halda de material este mai mică şi ocupă numai spaţiul dintre calea de rulare şi unul din pereţii laterali ai halei, se aduce încărcătorul la una din extremităţile haldei.

Transportorul cu raclete va fi în poziţie perpendiculară pe axa longitudinală a căii de rulare şi va fi coborît în aşa fel încît să ia o brazdă de material de circa 10 cm grosime, prin translaţie, pe toată lungimea haldei. Se reîncepe apoi aceeaşi manevră în sens invers, pînă la preluarea totală a materialului din haldă. De remarcat că în cazul acestei metode, productivitatea utilajului este maximă.

Unele încărcătoare pot fi realizate cu construcţia metalică în formă de portal sau semiportal. La rîndul lor, încărcătoarele portal pot avea în componenţa lor unul (fig. 3) sau două (fig. 4) transportoare cu raclete.

Încărcătoarele semiportal din figurile 5 şi 6 se deosebesc între ele, prin amplasarea transportorului cu bandă pe care acestea îl alimentează,

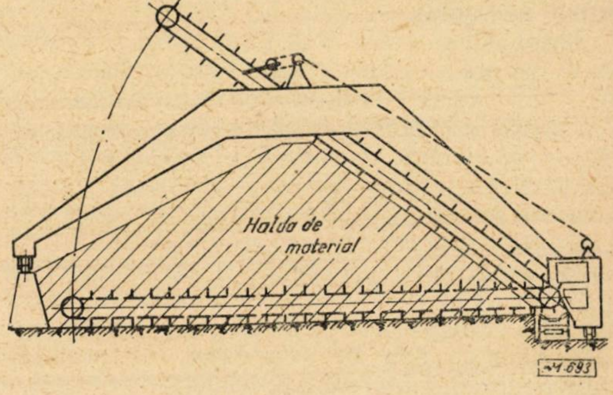


Fig. 3

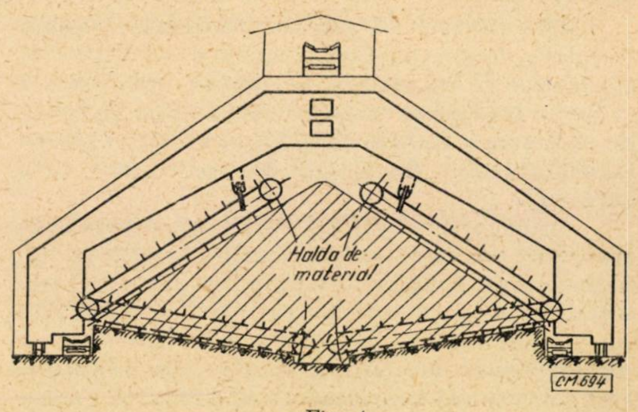


Fig. 4

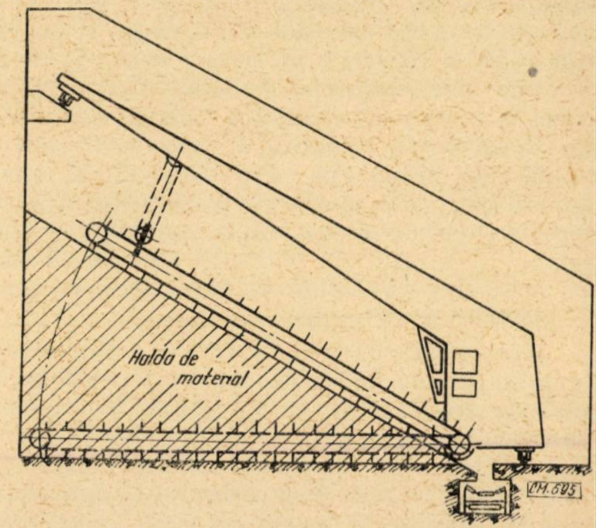


Fig. 5

ceea ce are drept consecinţă faptul că în cazul cînd transportorul este îngropat, nu mai este necesar elevatorul în componenţa încărcătorului.

Încărcătoarele portal şi semiportal au avantaje faţă de alte tipuri: nu au timpi morţi, pot fi automatizate în întregime, realizează productivităţi pînă la 1 000 m^3/h şi permit un control vizual al alimentării transportorului cu bandă.

Pentru diverse instalaţii particulare, se pot utiliza încărcătoare deplasabile pe şenile, ca cele din figura 7 şi care dau presiuni foarte scăzute pe teren.

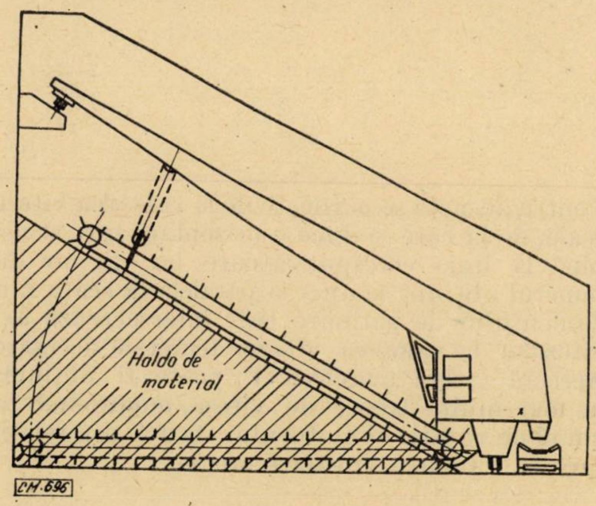


Fig. 6

Încărcătoarele prezentate, faţă de alte utilaje destinate aceloraşi scopuri, prezintă o serie de avantaje : pot prelua orice fel de materiale ; asigură omogenizarea materialului preluat ; costul de întreţinere şi exploatare este redus ; se pot realiza debite între 50 şi 1 000 m^3/h ; înălţimea haldei din care pot prelua materialul ajunge pînă la 20 m ; unele dintre aceste încărcătoare au posibilitate de rotire de 360° ; unele tipuri pot fi automatizate integral ; faţă de podurile rulante cu graifăr, de exemplu, prezintă şi avantajul unei construcţii mai ieftine a halei de depozitare.

Deşi sînt utilaje complexe, încărcătoarele descrise pot fi fabricate în ţară.

★

Pentru prima oară în R. S. România, Institutul de Cercetări şi Proiectări Utilaj Chimic şi Rafinării — a realizat proiectul unui încărcător de tipul celui reprezentat în figura 1, destinat depozitelor de uree, avînd următoarele caracteristici : productivitate — $Q = 60$ t/h ; materialul transportat — granule de uree $\gamma = 740$ kg/m^3 ; viteza lanţului cu raclete — $V_1 = 0{,}76$ m/s ; viteza lanţului cu cupe — $V_2 = 0{,}696$ m/s ; viteza benzii transportorului — $V_3 = 1{,}5$ m/s ; numărul de rotaţii pe minut efectuat de partea rotitoare a utilajului — $n = 0{,}046$ rot/min ; unghiul de rotire maxim pe care îl poate efectua partea rotitoare — $\alpha = 280°$; viteza de translaţie a încărcătorului — $V_4 = 3$ m/min ; vitezele de ridicare ale braţului cu raclete — $V_{51} = 0{,}366$ m/min şi $V_{52} = 3{,}39$ m/min ; înclinarea maximă a braţului cu raclete faţă de orizontală — $\beta = 60°$; viteza periferică a extremităţii braţului transportorului cu raclete (în poziţie orizontală) în timpul rotirii utilajului — $V_6 = 0{,}075$ m/s ; puterea instalată totală — $N_{tot} = 48{,}9$ kW. Dimensiunile de gabarit ale încărcătorului, pentru poziţia transportorului cu raclete orizontală şi în prelungirea transportorului cu bandă (fig. 1), sînt : lăţime — 3 840 mm ; lungime — 28 550 mm ; înălţime (de la planşeul halei) — 9 000 mm. Greutatea netă totală a încărcătorului este de 61 715 kgf, din care greutatea contragreutăţii este de 15 000 kgf. Sarcina maximă pe o roată este de 28 000 kgf.

★

Noile tipuri de încărcătoare pot fi utilizate pentru o gamă largă de materiale, ca : îngrăşăminte de tot felul, produse chimice, minerale, bauxită, cărbune, săruri, ciment, nisip, ghips, zahăr etc.

Ele pot fi realizate în numeroase variante constructive care să satisfacă diferite condiţii locale de depozitare.

Prezintă — aşa cum s-a arătat — numeroase avantaje faţă de alte utilaje pentru manevrarea continuă în depozite, a materialelor în vrac.

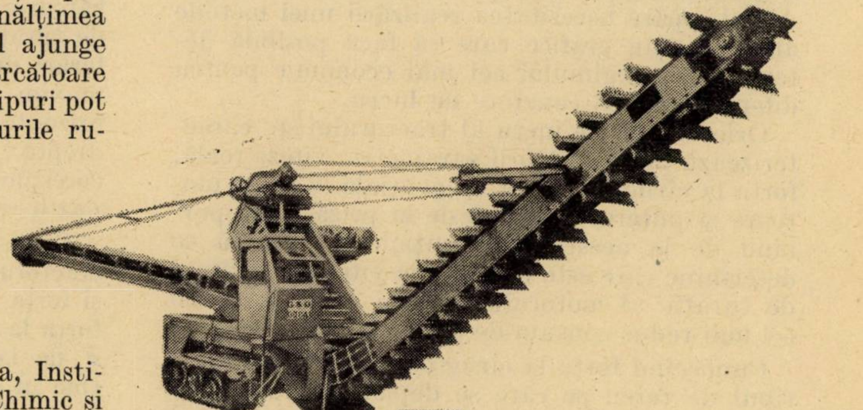


Fig. 7

Oferă soluţii noi şi economice în proiectarea depozitelor de materiale în vrac.

BIBLIOGRAFIE

[1] Notiţa tehnică a încărcătorului $Q = 60$ t/h (proiect ICPUCR).
[2] Grateuses GSD. Ateliers mécaniques du DOUAISIS — France (prospect în limba franceză).

CZ 629.114.2 : 621.431.73

Construcţia caracteristicii de tracţiune a tractorului în funcţie de caracteristica de turaţie la sarcini parţiale a motorului

Asist. ing. Erol MURAD – Institutul politehnic – Bucureşti

Asist. ing. Ilie CRISTEA – Institutul politehnic – Bucureşti

În prezent, caracteristica de tracţiune ridicată experimental sau construită teoretic se face pentru funcţionarea motorului în funcţie de caracteristica de regulator la regimul nominal de turaţie considerîndu-se că tractorul poate fi încărcat peste 85 % din puterea nominală. În cazul însă în care puterea necesară pentru tracţiune şi acţionare prin priză este mai mică decît cea nominală, motorul funcţionează neeconomic la regimul nominal de turaţie. În general se recomandă ca fiind economică funcţionarea în regim de turaţie redusă în cazul sarcinilor mici (în caracteristica complexă a motorului, polul economic este situat la o turaţie mai mică decît cea nominală), dar nu se fac alte precizări în această problemă. Se dau exemple de folosire raţională a motorului pentru 2—3 regimuri oarecare [2], exemple care însă nu pot acoperi toate situaţiile existente, dar sînt revelatoare pentru acest mod de folosire a motorului în regimuri cît mai economice. Astfel, apare necesitatea realizării unei metode analitice sau grafice care să facă posibilă determinarea regimului cel mai economic pentru diferite condiţii concrete de lucru.

Orice regim de lucru al tractorului se caracterizează prin următorii parametri : viteza reală, forţa la cîrlig sau forţa tangenţială la roata motoare şi puterea preluată de la priză. Deci pornind de la aceste date iniţiale trebuie să se determine care este treapta de viteză şi regimul de turaţie al motorului pentru care se obţine cel mai redus consum de combustibil.

Cunoscînd forţa la cîrlig cerută tractorului şi tipul de teren pe care se deplasează, se poate determina patinarea δ şi implicit randamentul de patinare $\eta_\delta = 1 - \delta$. Curbele de variaţie a patinării funcţie de forţa la cîrlig se trasează în cadranul din stînga sus, aşa cum se vede în figura 1, scara fiind însă trasată direct în valorile randamentului de patinare η_δ. Viteza reală care se impune şi randamentul de patinare cunoscut permit calcularea vitezei teoretice pe care trebuie să o dezvolte tractorul :

$$V_t = \frac{V_r}{1-\delta} = \frac{V_r}{\eta_\delta}, \quad \text{km/h}. \qquad (1)$$

Determinarea vitezei teoretice se realizează grafic în acelaşi cadran, în partea din stînga, unde pe ordonată este trasată scara vitezelor. Pentru aceasta se porneşte de la valoarea vitezei reale, de la care se duce o orizontală spre stînga pînă la linia corespunzătoare lui η_δ, iar din punctul obţinut se duce o paralelă la scara randamentului de patinare care intersectează axa vitezelor la valoarea vitezei teoretice necesare. Această viteză teoretică V_t poate fi obţinută în mai multe trepte de viteză, modificînd regimul de turaţie al motorului. Astfel, din relaţia care dă valoarea vitezei teoretice :

$$V_t = 0{,}377\, r_m \frac{n_m}{i_j}, \quad \text{km/h}, \qquad (2)$$

se observă că pentru rapoarte diferite i_j sînt necesare turaţii ale motorului n_m pentru care raportul $\frac{n_m}{i_j}$ să rămînă constant (j este indicele treptei de viteză). Se trasează în cadranul din dreapta, sus, al caracteristicii dreptele corespunzătoare variaţiei vitezei teoretice în funcţie de turaţia motorului, turaţia fiind limitată inferior de turaţia corespunzătoare momentului maxim al motorului. Ducînd spre dreapta o orizontală, aceasta va intersecta un număr de drepte şi va determina astfel turaţiile n_{mj} corespunzătoare treptelor de viteză în care se poate realiza viteza teoretică cerută.

Cunoscîndu-se terenul pe care se deplasează tractorul, precum şi greutatea sa, se cunoaşte şi forţa de autodeplasare F_{ad}, care, adunată la forţa la cîrlig F_c, dă valoarea forţei tangenţiale F_t de la roata motoare. Forţa F_t se poate obţine în mai multe trepte de viteză, dar se iau în considerare numai acelea care pot realiza viteza reală cerută. Astfel, cunoscînd rapoartele de transmisie i_j, forţa tangenţială F_t şi randamentul transmisiei în treapta respectivă (în care se include şi randamentul şenilei, pentru construcţia teoretică putînd fi considerat constant), se calculează momentul necesar la arborele motorului :

$$M_j = F_t\, r_m \frac{1}{i_j\, \eta_t}, \quad \text{kgfm}. \qquad (3)$$

Operaţiile descrise mai sus sînt realizate în cadranul din stînga, jos, unde pe axa absciselor este scara forţei tangenţiale, pe axa ordonatelor scara momentului motor, şi în care sînt trasate dreptele corespunzătoare forţelor tangenţiale pentru fiecare treaptă de viteză.

Pentru a realiza viteza reală şi forţa la cîrlig cerute, tractorul trebuie să lucreze într-o treaptă de viteză j, iar motorul să aibă turaţia n_{mj} şi să dezvolte un moment M_j. Puterea dezvoltată de motor în acest caz este :

$$P_j = \frac{M_j\, n_{mj}}{716{,}2}, \text{ CP.} \qquad (4)$$

Realizarea grafică a determinării puterii necesare la motor se face în cadranul din dreapta, jos, unde în coordonate turaţie-moment se trasează curbe de putere constantă, limitate de curba momentului motor din caracteristica exterioară a motorului cu care este echipat tractorul.

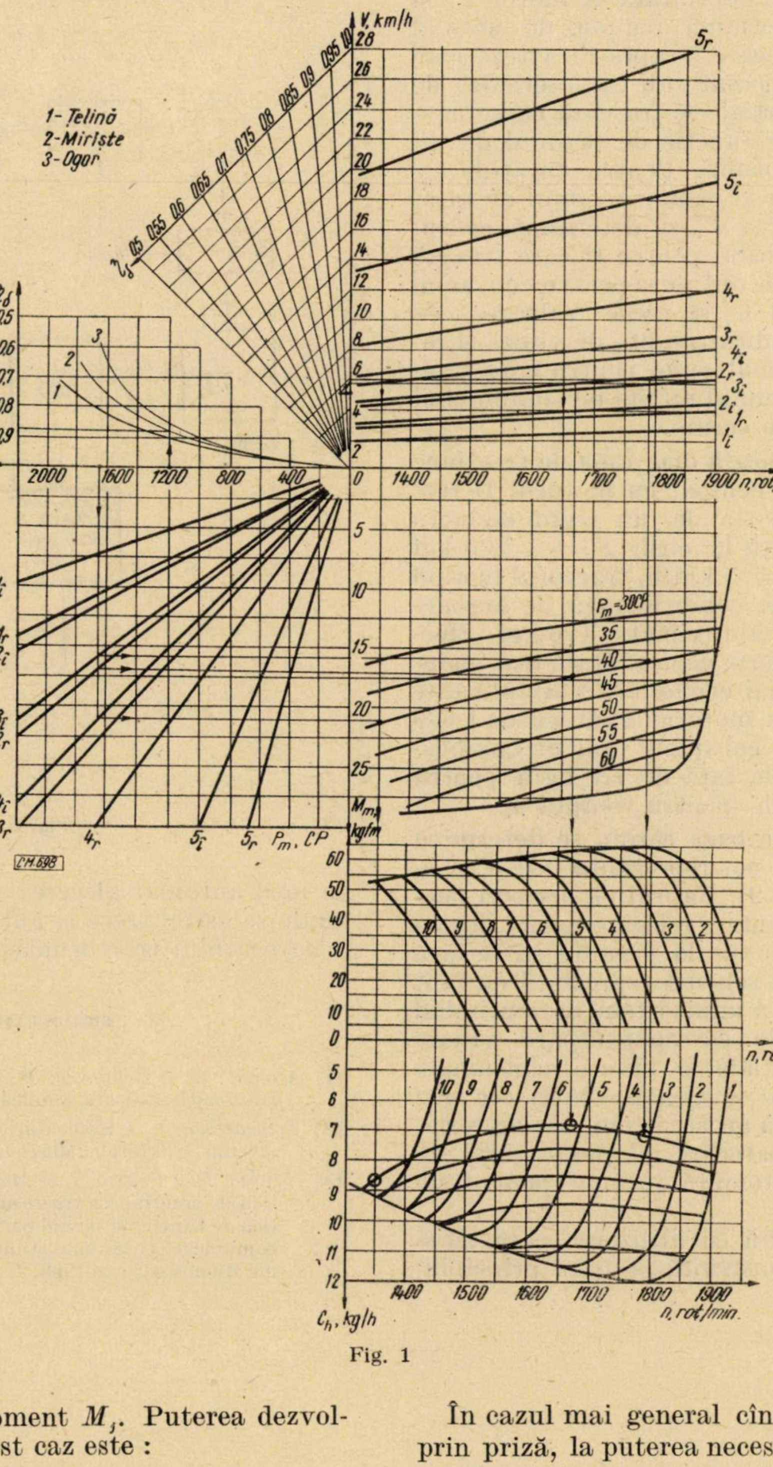


Fig. 1

În cazul mai general cînd se consumă putere prin priză, la puterea necesară pentru tracţiune se adună puterea necesară la priză, redusă la arborele motorului :

$$P_j^* = P_j + \frac{1}{\eta_{pp}} P_p, \text{ CP.} \qquad (5)$$

În caracteristica de tracţiune propusă se trasează caracteristica de turaţie la sarcini parţiale a motorului tractorului considerat în coordonate putere-turaţie pentru cîteva regimuri (în fig. 1 sînt trasate zece regimuri). Cunoscînd puterea necesară a fi dezvoltată de motor P_j^* şi turaţiile n_{mj} se determină regimul de lucru al motorului pentru fiecare treaptă de viteză care intră în discuţie. Imediat sub caracteristica de turaţie la sarcini parţiale se trasează caracteristica de consum orar funcţie de regimul de turaţie şi puterea motorului. Pentru turaţiile n_{mj} determinate anterior şi pentru regimul de turaţie sau pentru puterea P_j^* se determină consumul orar de combustibil pentru fiecare treaptă de viteză. Din valorile obţinute pentru consumul orar de combustibil C_j se alege valoarea cea mai mică, care va indica treapta de viteză şi regimul de turaţie al motorului pentru care tractorul va realiza consumul minim de combustibil în condiţiile de lucru cerute.

În figura 1 este trasată diagrama de tracţiune a tractorului U-650 echipat cu motorul D-103. Pentru exemplificare s-a ales un regim de lucru la care se cere o forţă la cîrlig $F_c = 1\ 200$ kgf şi o viteză reală $V_r = 5$ km/h, tractorul lucrînd pe miriştе. În aceste condiţii forţa de autodeplasare F_{ad} este de aproximativ 470 kgf. Efectuînd operaţiile conform celor arătate mai înainte, rezultă că cea mai economică variantă este folosirea treptei 2_r cu motorul la turaţia de 1 670 rot/min, pentru care consumul orar de combustibil este de 6,8 kg/h, faţă de 7,1 kg/h pentru treapta 3_r şi 8,6 kg/h pentru treapta 4_{I}.

Raţionamentele pe baza cărora se determină regimul economic se pot reprezenta într-o schemă structurală (fig. 2). Faptul că această succesiune de raţionamente şi relaţii se poate ilustra printr-o schemă structurală permite să se facă afirmaţia că această schemă reprezintă de fapt legea de funcţionare a unui sistem, care primind la intrare semnalele corespunzătoare vitezei reale, forţei tangenţiale şi puterii consumate la priză, este capabil să aleagă soluţia cea mai economică. Deci dacă acest sistem este materializat într-un mod oarecare, el poate servi ca sistem de reglare automată optimal pentru un tractor dat.

În concluzie rezultă că utilizarea caracteristicii de tracţiune, construită pe baza principiului analizat mai sus, permite determinarea rapidă şi precisă a variantei optime din punct de vedere economic, iar schema funcţională obţinută permite imaginarea şi construirea unor dispozitive de reglare optimă, care să realizeze în mod automat alegerea variantei optime, putîndu-se astfel trece la automatizarea complexă a agregatului tractor-maşină agricolă.

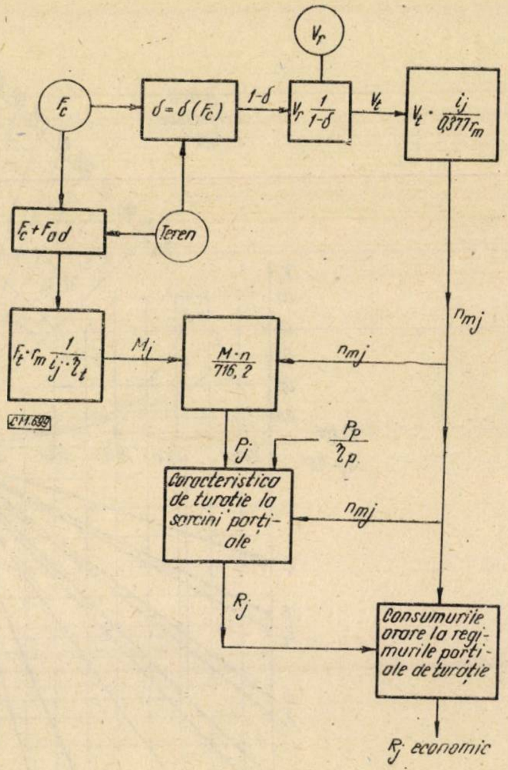

V_r
F_c
$\delta=\delta(F_c)$
$1-\delta$
$V_r\frac{1}{1-\delta}$
V_t
$V_t\cdot\frac{i_j}{0{,}377 r_m}$
F_c+F_{ad}
Teren
n_{mj}
$F_t\cdot r_m\frac{1}{i_j\cdot\eta_t}$
M_j
$\frac{M\cdot n}{716{,}2}$
n_{mj}
CM.699
P_j
$\frac{P_p}{\eta_p}$
Caracteristica de turaţie la sarcini parţiale
n_{mj}
R_j
Consumurile orare la regimurile parţiale de turaţie
R_j economic

Fig. 2

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă*, *C.* şi *Grünwald*, *B.* Motoare cu ardere internă. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Trepenenko*, *I. I.* Exploataţionie pokazateli selskohoziaistvenih traktorov, Moscova, Maşghiz, 1963.

[3] *Murad*, *E.*, *Cristea*, *I.* şi *Maican*, *C.* Studiul caracteristicii de tracţiune a tractorului în funcţie de caracteristica de turaţie la sarcini parţiale ale motorului. Lucrare comunicată la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, mai 1969.

CZ 621.791.755.001.5

Cercetări asupra geometriei ajutajelor generatoarelor de plasmă

Prof. dr. ing. Vladimir POPOVICI – Institutul politehnic – Timişoara

Ing. Vasile BERINDE – inginer proiectant şef I.C.T.C.M.

Cercetările efectuate şi prezentate în această lucrare au ca obiectiv punerea în evidenţă a influenţei geometriei ajutajului-anod asupa scurgerii jetului de plasmă şi asupra durabilităţii acestuia în exploatare.

Într-un generator de plasmă, ajutajul are trei roluri principale : să genereze prin geometria lui o scurgere hidrodinamică judicioasă a gazului şi a coloanei de plasmă ; să stranguleze sensibil şi în mod stabil arcul ; să asigure o prindere stabilă şi durabilă a extremităţii anodice a arcului.

Ajutajele generatoarelor de plasmă folosite în instalaţii industriale au de obicei în zona de arc formă cilindrică, iar în zona de injecţie a gazului formă conică. Este recomandabil ca toate muchiile, atît în zona de injecţie cît şi la ieşire, să fie rotunjite, nu numai pentru a reduce turbulenţa scurgerii dar şi pentru a evita o prindere permanentă a capătului anodic al arcului.

Arcul ce ia naştere între cei doi electrozi se situează în partea conică a ajutajului continuîndu-se în partea sa cilindrică. În funcţie de presiunea cu care este injectat gazul plasmagen în regiunea arcului, acesta poate fi împins complet în partea cilindrică a ajutajului.

Fenomenele ce au loc în coloana arcului şi în regiunea de prindere anodică a acestuia sînt foarte complexe şi încă departe de a fi complet cunoscute, nu numai în condiţiile de funcţionare a arcurilor strangulate, ci chiar şi a celor deschise [1] – [8].

Pierderile de energie ce au loc în coloana arcului sînt puse în evidenţă prin ecuaţia de echilibru :

$$jE = \text{div.}\ \lambda_g \cdot \text{grad.}\ T + \rho v\ \text{grad}\ h + Q_{rad} \quad (1)$$

unde :

$$h = \int_0^T C_p\ dT, \quad (2)$$

în care :

E este intensitatea cîmpului electric ;
j — densitatea de curent prin coloana arcului ;
λ_g — conductibilitatea termică a gazului din coloană ;
T — temperatura locală, °K ;
ρ — densitatea gazului ;
v — viteza fluxului de gaz prin coloană ;
C_p — căldura specifică a gazului la presiune constantă ;
Q_{rad} — pierderile de căldură ale coloanei prin radiaţie.

Primul factor din ecuaţia (1) caracterizează pierderile de energie prin conducţie, al doilea prin convecţie şi al treilea prin radiaţie. Densitatea de curent poate fi determinată prin parametrii moleculari-cinetici ai gazului din arc şi intensitatea cîmpului electric E. Energia radiată de gaze la temperaturi ridicate devine foarte importantă, putînd chiar depăşi cedarea de căldură prin conducţie sau convecţie. Rezolvarea numai teoretică a ecuaţiei (1) este extrem de dificilă.

Conform datelor din literatura de specialitate [6] energia dezvoltată în pata de prindere a arcului şi absorbită de ajutajul anod este dată de relaţia :

$$q_a = I\,(\Delta U_a + \varphi) \quad (3)$$

în care :

q_a este energia calorică totală absorbită de ajutaj ;
I — intensitatea curentului ;
ΔU_a — căderea de tensiune pe anod ;
φ — lucrul mecanic de ieşire a electronului din electrod.

Această energie este disipată de ajutajul-anod prin conducţie termică spre partea răcită a sa şi prin uzura materială a acestuia (evaporare, împroşcare de material lichid etc.).

Făcînd anumite ipoteze simplificatoare, energia ce poate fi evacuată de ajutaj prin conducţie q_{ac}, în condiţii date şi raportînd aceasta la energia totală q_a generată în pata de prindere se găseşte :

$$\frac{q_{ac}}{q_a} = \frac{2\lambda\,(T_t - T_0)\sqrt{2v}}{(\Delta_u + \varphi)\,(Lj^3\,\pi^5\,a^2)^{1/4}}. \quad (4)$$

unde :

λ este conductibilitatea termică a ajutajului ;
T_t — temperatura de topire a materialului ajutajului ;
T_0 — temperatura suportului în afara petei ;
a — coeficient de transmitere a căldurii.

La stabilirea relaţiei (4) se ţine seamă de ecuaţia de transmitere a căldurii prin conducţie printr-un corp tubular :

$$Q = \frac{2\pi\lambda}{l_n \frac{r_e}{r_i}} L\,(T_i - T_e) \qquad (5)$$

unde :

T_i şi r_i reprezintă temperatura şi raza peretelui în interiorul ajutajului ;

T_e şi r_e — temperatura şi raza peretelui exterior al ajutajului (scăldat de lichidul de răcire).

Raportul q_{ac}/q_a condiţionează uzura ajutajului ; pentru uzură zero el trebuie să fie mai mare ca unitatea. Din relaţia (4) rezultă că pentru o putere dată a jetului de plasmă, durabilitatea ajutajului se poate mări practic prin : folosirea unui ajutaj cu conductibilitate termică λ, cît mai mare ; reducerea grosimii pereţilor ajutajului şi mărirea capacităţii de schimbare a căldurii între aceştia şi lichidul de răcire ; prin mărirea vitezei de scurgere a jetului de plasmă, deci printr-o presiune cit mai ridicată a jetului, respectiv debite mari de gaz plasmagen.

Primele două posibilităţi de mărire a durabilităţii ajutajului sînt limitate de materialele existente, de soluţiile constructive ale ajutajului, precum şi de calitatea şi viteza de circulaţie a lichidului de răcire. Posibilitatea de mărire a durabilităţii prin sporirea vitezei de scurgere este valabilă pentru operaţiile de tăiere şi metalizare, însă pentru sudare şi încărcare prin sudare, nu mai poate fi luată în consideraţie.

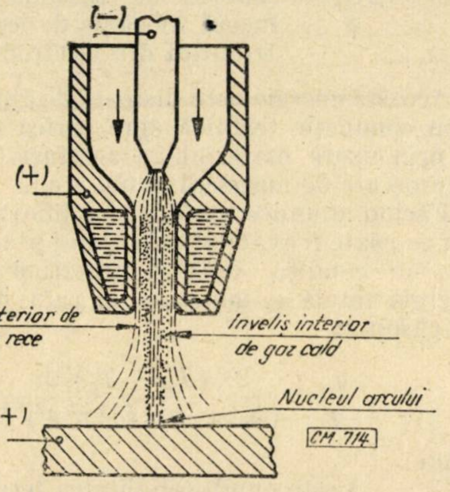


Fig. 1

Presiunile mari ale gazului plasmagen, pe lîngă faptul că măresc viteza de deplasare a petei de prindere anodică pe ajutaj duc la concentrarea temperaturii pe axa ajutajului şi la o spălare a pereţilor acestuia cu un strat de gaz rece. În schema din figura 1 este arătat învelişul de gaz cald şi rece al nucleului arcului.

Din cele menţionate rezultă că realizarea unor ajutaje anod durabile pentru generatoarele de plasmă destinate operaţiilor tehnologice, care condiţionează folosirea de presiuni mici ale jetului, prezintă încă o serie de dificultăţi. Acest lucru a dus la efectuarea de cercetări experimentale ale căror rezultate scot în evidenţă unele aspecte ale influenţei geometriei ajutajului asupra durabilităţii acestuia. Se consideră în acest scop schema de montaj a celor doi electrozi şi geometria ajutajului prezentată în figura 2. Influenţa diametrului *d* al ajutajului, a lungimii cilindrice *b*, şi a lungimii *l* a arcului asupra caracteristicilor jetului de plasmă au fost studiate de mai mulţi autori [8], [9], influenţa porţiunii conice, însă, sau a înclinaţiei porţiunii conice faţă de partea cilindrică, respectiv a unghiului α din figura 2, este mai puţin tratată în literatură şi teoretic încă neelucidată.

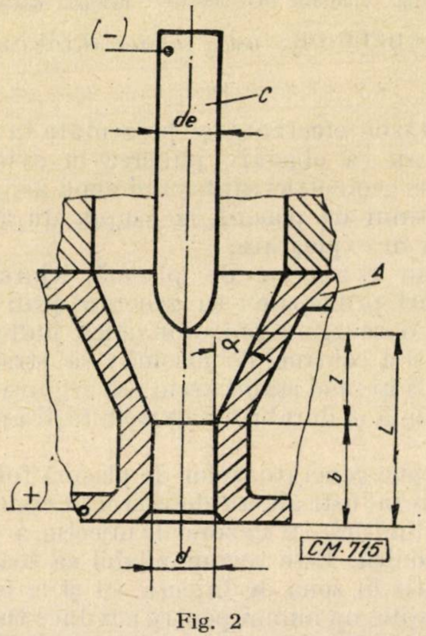


Fig. 2

Pentru punerea în evidenţă a influenţei parametrilor geometriei ajutajului, studiaţi, asupra durabilităţii acestuia, se face ipoteza că la aceeaşi putere a jetului de plasmă şi debit de gaz neschimbat, o geometrie optimă aleasă va duce la o scurgere de plasmă fără perturbaţii şi cu o cedare de căldură către ajutaj minimă.

Pentru determinarea cantităţii de căldură cedată de către jetul de plasmă ajutajului anod şi preluată de apa de răcire, a fost efectuat montajul generatorului, al surselor de alimentare, al aparatelor de măsură şi control după schema prezentată în figura 3.

Termometrele au fost montate astfel : T_1 la intrarea apei de răcire în ajutajul *A* (duză de cupru) ; T_2 la ieşirea din ajutaj şi intrarea în suportul P_e al electrodului *C* şi T_3 la ieşirea apei de răcire din generator. Montajul din figura 3 poate fi utilizat şi pentru determinarea randamentului termic al generatorului.

Debitul apei de răcire a fost menţinut constant la 3 l/min, cu ajutorul unei pompe antrenată de un electromotor. Determinările pentru fiecare măsurătoare au început numai după un anumit timp (circa 5 min) de funcţionare a generatorului. Aceasta a fost necesară pentru a uniformiza pierderea de căldură consumată de corpul generatorului de plasmă pînă la uniformizarea temperaturii. Generatorul de plasmă a fost alimentat în curent continuu de sursa S. Instalaţia experimentală a fost prevăzută cu două debitmetre pentru gazul plasmagen legate în serie, unul montat în corpul reductorului de presiune R şi un al doilea la intrarea gazului plasmagen în generatorul de plasmă. Distanţa între electrodul de wolfram C şi ajutajul de cupru A a fost menţinută constantă.

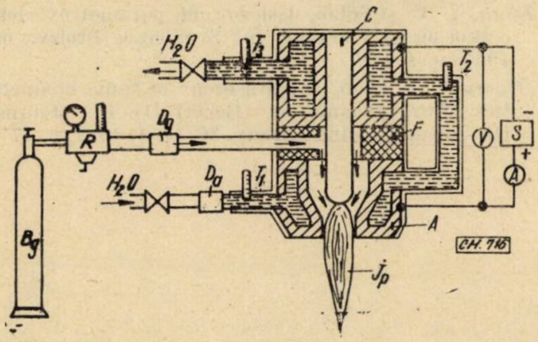


Fig. 3

Pentru a reduce la minimum schimbul de căldură între suprafaţa exterioară a generatorului de plasmă şi aerul înconjurător, acesta a fost înfăşurat cu un strat de azbest gros de 3 mm. Gazul pentru producerea jetului de plasmă j_p a fost argonul, introdus în generator prin piesa izolantă F.

Cantitatea de căldură preluată de către apa de răcire ce trece prin generator sau numai prin ajutaj a fost stabilită prin relaţiile (6) şi (7) :

$$Q_G = D_a \cdot c\,(T_3 - T_1)\,\frac{1\,000}{60}\ \text{cal/s}, \qquad (6)$$

$$Q_A = D_a \cdot c\,(T_2 - T_1)\,\frac{1\,000}{60}\ \text{cal/s}, \qquad (7)$$

în care :

D_a este debitul apei de răcire, l/min;
c — căldura specifică a apei.

Cantitatea de căldură introdusă în generatorul de plasmă este dată de relaţia (8), valorile lui I, în A şi U, în V, fiind citite direct pe aparatele montate pe pupitrul de comandă :

$$Q = 0{,}24\ .\ U\ .\ I\ \text{cal/s}. \qquad (8)$$

Repartiţia temperaturii jetului de plasmă în ajutaj în cazul presiunilor mici, precum şi creşterea bruscă a pierderilor de căldură pe pereţii ajutajului, duc la deteriorarea rapidă a acestuia. Neumann [3], după multe experimentări, recomandă ca în cazul scurgerilor laminare ale plasmei în ajutajele cu $d = 6$ mm ($D_g = 1-3$ l/min), să nu se lucreze cu o intensitate de curent mai mare de 300 A, deoarece ajutajul se distruge foarte repede.

Determinarea influenţei geometriei ajutajului asupra transferului de căldură de la jetul de plasmă la ajutajul-anod a fost efectuată prin încercarea a şase prototipuri de ajutaje. Înclinarea porţiunii conice faţă de porţiunea cilindrică, respectiv unghiul α (fig. 2) avînd valorile : 15°, 18°, 21°, 27° şi 30°, celelalte dimensiuni au fost neschimbate, adică : $1 = 10$ mm, $b = 5$ mm, $d = 6$ mm, $d_c = 6$ mm şi $I = 300$ A, $U = 21\ .\ .\ .\ 23$ V, $D_a = 3$ l/min.

Măsurările pentru fiecare prototip de ajutaj au fost efectuate cu diferite debite de gaz plasmagen D_g şi anume : 1, 3, 6, 10, 20 şi 30 l/min. Rezultatele măsurărilor efectuate sînt cuprinse în figura 4.

Din alura curbelor prezentate în diagrama din figura 4, rezultă următoarele concluzii importante:

— pierderile de căldură pe ajutajul-anod cresc cu scăderea debitului de gaz plasmagen ;

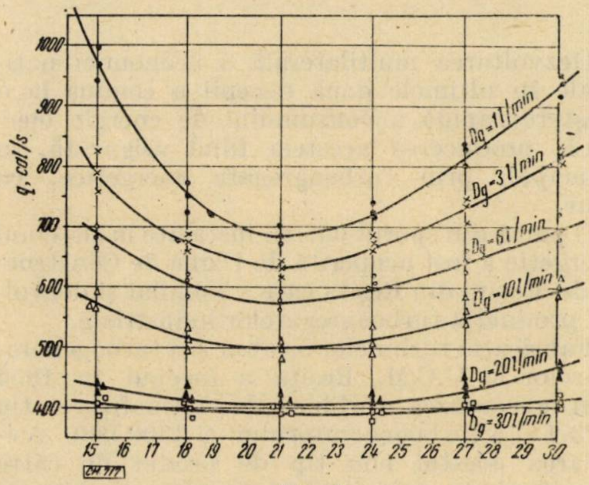


Fig. 4

— geometria profilului ajutajului-anod este mai importantă, în special la debite mici de gaz plasmagen ;

— profilul optim al unui ajutaj are $\alpha = 20°-22°$;

— duzele cu o geometrie a ajutajului realizate cu profil optim ($\alpha = 20-22°$) pot fi folosite şi pentru $I > 300$ A intermitent, asigurîndu-se pentru acest regim o durată de funcţionare de peste 100 ore de lucru fără deteriorarea ajutajului.

Datele obţinute pot servi la proiectarea generatoarelor cu plasmă necesare aplicării procedeelor de sudare şi încărcare prin sudare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Minoru Okada* şi *Tashiro, K.* Investigations of some characteristics of the Plasma Jet. În : Journal of the Japan Welding Society, nr. 10, 1966, p. 46—51.

[2] *Maecker, H.* Über die Charakteristiken zilindrischer Bogen. În : Zeitschrift für Physik, 159, nr. 1, 1959, p. 1—29.

[3] *Neumann, W.* Charakteristiken von Argon-Plasstrahlerzeugern für Unterschallgeschwindigkeit. În : Experimentelle Technik der Physik, 26. nr. 10, 1962, p. 124—140.

[4] *Ludwig, C. H.* Plasma-Energy Transfer in Gasshielded Welding Arcs. În : Welding Journal nr. 7, 1959 (Welding Research Supplement, p. 296—300).

[5] *Filkelnburg, V.* şi *Maecker, H.* Elektriceskie dughi i termiceskaia plasma. Inostr. Lit., 1961.

[6] *Krilovici, I. V.* şi *Abraumenko, N. T.* Teplovod ot bîstro dvigaiuscegosea dugovogo peatna. În : Teplofizika Vîsokih Temperatur, nr. 1, 1966, p. 80—86.

[7] *Leskov, G. I.* Nekatorie voprosî razvitia matematiceskoi teorii svarocinoi dughi. În : Avtomat Svarka, nr. 7, 1966, p. 20—22.

[8] *Ionin, I. V.* şi colab. Issledovanie parametrov elektroceskoi dughi v argone. În : Svarocinoe Proizv., nr. 8, 1967, p. 15—17.

[9] *Minoru, O.* şi colab. Investigations of some characteristics of the Plasma-Jet (Report II). In : Journal of the Japan Welding Society, 36, nr. 1, 1967, p. 77—84.

CZ 621.313.322—81

Însuşirea şi dezvoltarea fabricaţiei de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România

Ing. Teofil POPOVICI Institutul de cercetare şi proiectare echipamente termoenergetice—Bucureşti

Ing. V. BRĂDĂŢEANU Institutul de cercetare şi proiectare echipamente termoenergetice—Bucureşti

Dezvoltarea multilaterală a economiei naţionale în ultimele două decenii a condus la o creştere rapidă a consumului de energie electrică, producerea acesteia fiind asigurată, în principal, prin turboagregate energetice, cu abur.

O parte din sporul puterii instalate în sistemul energetic a fost acoperită de Uzina de Construcţii de Maşini din Reşiţa care a asimilat şi dezvoltat producţia turboagregatelor industriale.

Fabricaţia turbinelor cu abur şi a turbogeneratoarelor la U.C.M. Reşiţa a început în 1950 prin executarea turbinei de termoficare tip AP3-1 şi a turbogeneratorului A 1300/900. Asimilarea acestui nou tip de produs de către colectivul de muncitori, tehnicieni şi ingineri deşi a impus rezolvarea unei serii mari de probleme constructive şi tehnologice, s-a făcut într-un timp relativ scurt, în comparaţie cu asimilarea fabricării turboagregatelor în alte ţări.

Încă din primii ani ai începerii fabricaţiei de turboagregate s-a trecut la proiectarea de noi tipuri, realizîndu-se pînă în 1956 turbinele de tipul AC-3 şi ACS—4,5. Ulterior în perioada 1956—1960, activitatea de proiectare a luat un avînt mai mare executîndu-se nouă tipuri de turbine şi patru tipuri de turbogeneratoare, cu puteri unitare pînă la 6 MW.

În ultimii nouă ani s-a trecut la proiectarea şi construcţia unor turboagregate de termoficare cu puteri unitare mai mari, pînă la 60 MW, acestea fiind destinate să acopere din producţia internă consumurile tot mai mari de energie electrică şi termică din R. S. România.

Turboagregatele fabricate la U.C.M. Reşiţa se caracterizează, în general, printr-o linie constructivă robustă şi un mare grad de supraîncărcare, ceea ce conduce la o siguranţă mărită în exploatare. Aceste calităţi au fost apreciate şi peste hotare fapt pentru care s-au exportat în R. P. Chineză peste 65 turboagregate, în India 5 turboagregate, exportul extinzîndu-se şi în R. A. U. şi Turcia. Pentru export s-au realizat construcţii speciale „tropicalizate'' pentru condiţii climatice calde, umede sau aride (tip TH — Tropicus Humidus ; tip TA — Tropicus Aridus). În tabela 1 se prezintă o listă a turboagregatelor cu puteri pînă la 12 MW instalate în ţară sau livrate în străinătate pînă la finele anului 1968. În prezent producţia de turboagregate s-a diversificat cuprinzînd toate tipurile şi anume : cu condensaţie (tabela 2), cu condensaţie şi prize reglabile (tabela 3) şi cu contrapresiune (tabela 4). Toate aceste tipuri pot fi livrate şi în execuţie tropicalizată. Turbinele DSL-50 sînt în curs de montare la CET-Govora şi CET-Palas. Caracteristicile tehnice principale ale turbogeneratoarelor aferente sînt prezentate în tabela 5.

Tabela 1

Lista turboagregatelor proiectate în ţară şi livrate de U.C.M.–Reşiţa pe piaţa internă sau la export

Nr. crt.	Locul unde este montat turboagregatul	Nr. de turboagregate	TURBINA		GENERATOR		Anul	Observaţii
			Tipul	Putere nominală	Putere aparentă kVA	Tensiune kV		
1	CET–Victoria	2	AP3–1	3 000	3,750	6,3	1952	
2	CET–Reşiţa	2	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1953	
3	CET–Făgăraş	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1953	
4	CET–Hunedoara	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1953	
5	CET–Brăila	2	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1953	
6	CET–Reşiţa	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1954	
7	CET–Făgăraş	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1954	
8	R. P. Chineză	8	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1955	export
9	R.P. Chineză	2	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1956	export
10	R. P. Chineză	3	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1957	export
11	CET–Piatra-Neamţ	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1957	
12	CET–Podari	1	AC–3	3 000	3 750	6,3	1957	
13	R. P. Chineză	4	ACS–4,5	4 500	–	–	1958	export
14	R. P. Chineză	4	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1958	export
15	R. P. Chineză	11	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1959	export
16	R. P. Chineză	11	ACS–4,5	4 500	–	–	1959	export
17	R. P. Chineză	17	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1960	export
18	CET–Năvodari	1	AP3–1	3 000	3 750	6,3	1960	
19	R. P. Chineză	5	ACS–4,5	4 500	–	–	1960	export
20	India (Gauhati)	2	AC–3TH	3 000	3 750	6,3	1960	export
21	CET–Codlea	1	AP–3–1	3 000	3 750	6,3	1961	
22	CET–Tr. Măgurele	1	AP–3–1	3 000	3 750	6,3	1961	
23	CET–Dej	1	AP–3–1	3 000	3 750	6,3	1961	
24	Călan	4	ACS–4,5	4 500	–	–	1961	pt. turbosuflante
25	CET–Bucecea	2	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1961	
26	CET–Luduş	2	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1961	
27	CET–Făgăraş	1	AKSR–6	6 000	8 750	6,3	1961	
28	CET–Roznov	3	AKSR–6	6 000	8 750	6,3	1961	
29	CET–Victoria	2	AKSR–6	6 000	8 750	6,3	1961	
30	CET–Popeşti-Leordeni	1	AKTP–4	4 000	5 000	6,3	1961	
31	CET–Ocna-Mureş	1	AKTP–4	4 000	5 000	6,3	1961	
32	CET–Timişoara	1	AKTP–4	4 000	5 000	6,3	1961	
33	CET–Popeşti–Leordeni	1	AKTP–4	4 000	5 000	6,3	1961	
34	CET–Călan	1	AP–3–1	3 000	3 750	6,3	1962	
35	CET–Piatra-Neamţ	1	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1962	
36	CET–Valea Călugărească	1	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1962	
37	CET–Colorom Codlea	1	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1962	
38	CET–Cîmpia Turzii	1	TKP–1	1 000	1 250	6,3	1962	cu reductor
39	CET–Rîmnicu Vîlcea	1	TKP–1	1 000	1 250	6,3	1962	cu reductor
40	Reşiţa-Furnale	2	ACS–10	10 000	–	–	1962	pt. turbosuflante
41	CET–Reşiţa	1	AS–6	6 000	8 750	6,3	1962	
42	CET–Reşiţa	1	AS–6	6 000	8 750	6,3	1963	
43	CET Griviţa Roşie	1	AKTR–4	4 000	5 000	6,3	1963	
44	CET–23 August	1	AKTR–4	4 000	5 000	6,3	1963	
45	CET–Călăraşi	2	AKTR–4	4 000	5 000	6,3	1963	
46	CET–Craiova	1	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1963	
47	CET–Piteşti	1	AKSR–6	6 000	7 500	6,3	1963	
48	CET–Sighet	1	AKP–3	3 000	3 750	6,3	1964	
49	CET–Hunedoara	1	AKSR–6	6 000	3 750	6,3	1964	
50	CET–Dej	1	AKSR–6	6 000	5 000	6,3	1964	
51	CET–Tr. Severin	1	AKSR–6	6 000	7 500	6,3	1964	
52	India–Singareni	3	AC–6TH	6 000	7 500	6,3	1964	export
53	CET–Dej	1	AKTR–4	4 000	5 000	6,3	1964	

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Locul unde este montat turboagregatul	Nr. de turboagregate	TURBINA		GENERATOR		Anul	Observații
			Tipul	Putere nominală	Putere aparentă kVA	Tensiune kV		
54	CET—Tr. Măgurele	1	AKSR—6	6 000	—	—	1965	pentru antrenări mecanice
55	CET—Roznov	1	AS—6	6 000	—	—	1965	
56	CET—Pitești	1	AS—6	6 000	—	—	1965	
57	CET—Botoșani	1	AKR—2,5	2 500	—	—	1965	
58	CET—Tg. Mureș	1	AS—3	3 000	3 750	6,3	1965	
59	CCH—Călărași	1	AS—3	3 000	3 750	6,3	1965	
60	CIL—Suceava	1	CSL—12	12 000	15 000	6,3	1966	
61	CET—Militari	1	AKTR—4	4 000	3 750	—	1966	
62	CET—Făgăraș	2	AS—6	6 000	8 750	6,3	1966	
63	CET—Galați	1	AS—6	6 000	8 750	6,3	1966	
64	Hunedoara Furnale	1	ACS—10	10 000	—	—	1966	
65	CET—Buzău	2	AKSR—6	6 000	9 000	6,3	1966	
66	CET—Pitești	1	AS—6	6 000	8 750	6,3	1967	
67	CET—Galați	1	AS—6	6 000	8 750	6,3	1967	

Explicația notațiilor :

— Prima literă reprezintă parametrii inițiali ai aburului după cum urmează :

simbol :	T	A	B	C	D	E	F
p, ata	15	35	65	90	130	165	185
t, °C	345	435	485	535	565	535	535

— Litera a doua poate fi :

C — turbina cu condensație ;

K — turbina cu contrapresiune,

sau o altă literă reprezentînd valoarea presiunii primei prize reglabile la turbinele de termoficare, după cum urmează :

simbol :	L	P	R	S	T	U	V
p, ata	0,7—2,5	2,5—4	4—7	7—13	13—16	16—22	22—28

Cifra care urmează simbolului este valoarea puterii nominale în MW.

Tabela 2

Turbine de condensație

Nr. crt.	Denumirea turbinei/Caracteristica		AC 3	AC 6	ACS 4,5 (antrenare suflantă)	ACS 10 (antrenare suflantă)
1	Puterea la bornele generatorului la încărcare continuă	kW	3 000	6 000	4 500	10 000
2	Turația	tur/min	3 000	3 000	2 200—3 000	3 000—3 600
3	Presiunea aburului proaspăt	ata	36	35	36	35
4	Temperatura aburului proaspăt	°C	435	435	435	435
5	Consumul maxim de abur	t/h	16	32	21,3—23,3	46
6	Număr de prize nereglate	—	1	1	1	1
7	Presiunea aburului la prizele nereglate	ata	4,8	2	4,4	2
8	Debitul de abur la prizele nereglate la regim economic	t/h	2,5	5	2,5	4,6
9	Temperatura apei de răcire	°C	30	35	27	26
10	Debitul de apă de răcire	m³/h	1 250	2 400	1 250	2 400
11	Presiunea la condensator	ata	0,08	0,075	0,08	0,08
12	Lungimea totală a agregatului	m	~8	~10	~9	~8,5

Tabela 3

Turbine cu condensaţie şi prize reglabile

Nr. crt.	Denumirea turbinei/Caracteristica		AS3	AS6	CTR12	CSL 12	DSL 50
1	Puterea la bornele generatorului la încărcarea continuă	kW	3 000	6 000	12 000	12 000	50 000
2	Turaţia	tur/min	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000
3	Presiunea aburului proaspăt	ata	39	35	90	90	130
4	Temperatura aburului proaspăt	°C	400	435	535	535	565
5	Consumul maxim de abur	t/h	32	60		92	386
6	Număr de prize reglate	—	1	1	2	2	2
7	Presiunea aburului la prizele reglate	ata	11^{+2}_{-3}	11^{+2}_{-3}	16 ± 2	10^{+3}_{-2}	10—16
					5 ± 1	$1{,}2^{+1{,}3}_{-0{,}5}$	0,7—2,5
8	Debitul de abur la prizele reglate la regim economic	t/h	12	30	50	35	230
					30	22,5	160
9	Numărul de prize nereglate	—	1	1	—	6	7
10	Presiunea aburului la prizele nereglate	ata	2,5	1,05	—		
11	Debitul de abur la prizele nereglate la regim economic	t/h	2,5	2,8	—		
12	Temperatura apei de răcire	°C	25	27	20	20	20
13	Debitul de apă de răcire	m³/h	1 250	2 030	2 500	2 000	8 000
14	Presiunea la condensator	ata	0,08	0,08	0,075	0,07	0,035
15	Lungimea totală a agregatului	m	~7,5	~10		~11	~22,5

Tabela 4

Turbine cu contrapresiune

Nr. crt.	Denumirea turbinei/Caracteristica		AK 0,1	AKP 0,15	TKP 1	AKSP 3	AKP 3	AKTP 4	AKTR 4	AKSR 6
1	Puterea la bornele generatorului la încărcare continuă	kW	100	150	1 000	3 000	3 000	4 000	4 000	6 000
2	Turaţia	tur/min	3 000	3 000	5 925/3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000
3	Presiunea aburului proaspăt	ata	36	35	15	35	35	35	35	35
4	Temperatura aburului proaspăt	°C	435	435	435	435	435	435	435	435
5	Debitul maxim de abur proaspăt	t/h	1,850	3	22	32	30	50	51	
6	Presiunea aburului la contrapresiune	ata	1,5	2,5	4 ± 1	3 ± 1	3 ± 1	3 ± 1	5 ± 1	6^{+1}_{-2}
7	Presiunea aburului la priza reglată	ata				11^{+2}_{-3}		15^{+2}_{-3}	15^{+2}_{-3}	11^{+2}_{-3}
8	Debitul economic al prizei reglate	t/h				8		12	5	20
9	Debitul maxim al prizei reglate	t/h				15		35	35	40

Tabela 5

Turbogeneratoarele din fabricaţia curentă

Nr. crt.	Caracteristica	Unitatea de măsură	Tipul: A–990/650	A–1300/900	A–1300/1050	T–6–2	A–1500/1400	T–12–2	TH–60–2
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Puterea aparentă	kVA	1 250	3 750	5 000	7 500	9 000	15 000	75 000
2	Factorul de putere	cos Φ	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
3	Puterea activă	kW	1 000	3 000	4 000	6 000	7 200	12 000	60 000
4	Turaţia	rot/min	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000
5	Tensiunea între faze	V	6 300 ± 5%	6 300 ± 5%	6 300 ± 5%	11 000 ± 5%	6 300 ± 5%	6 300 ± 5%	10 500 ± 5%
6	Curentul pe fază	A	115 ± 5%	343 ± 5%	459 ± 5%	394 ± 5%	825 ± 5%	1 375 ± 5%	4 125 ± 5%
7	Numărul fazelor	—	3	3	3	3	3	3	3
8	Conexiunea fazelor	—	stea	stea	stea	stea	stea	stea	stea
9	Debitul de apă de răcire	m^3/h	20	36	60	100	100	100	200
10	Frecvenţa	Hz	50	50	50	50	50	50	50

Ca un exemplu, în figurile 1, 2 şi 3 se prezintă cîteva aspecte din CET Făgăraş dotată cu turboagregate de 6 MW (tip AKSR-6 şi AS-6) fabricate la U.C.M. Reşiţa.

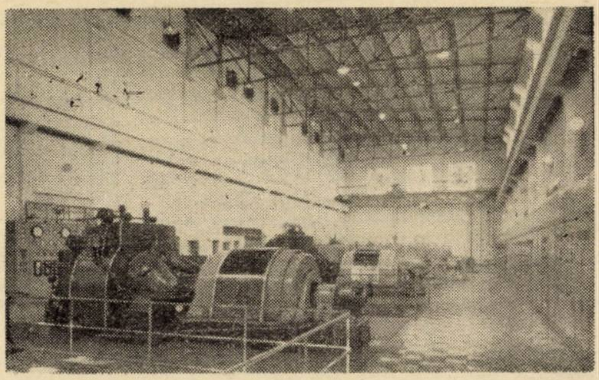


Fig. 1. CET – Făgăraş, vedere din sala maşinilor.

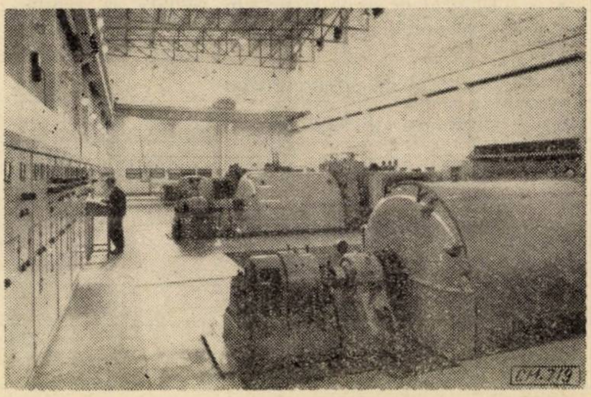


Fig. 2. CET – Făgăraş, vedere din sala maşinilor, partea dinspre turbogeneratoare.

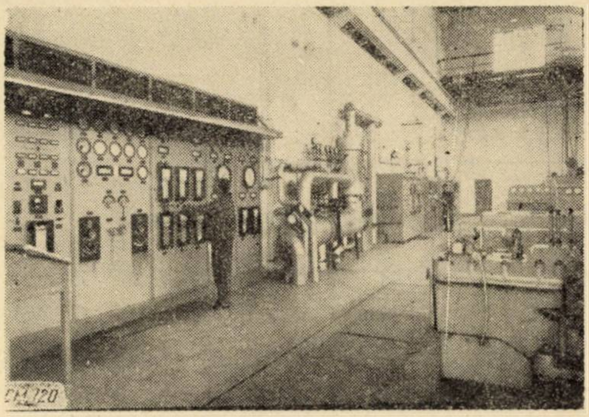


Fig. 3. CET – Făgăraş, vedere asupra tablourilor locale de control şi comandă locale (din sala de maşini).

În figura 4 este prezentată turbina de mică putere TKP-1, cu contrapresiune, montată pe standul de probă al uzinei, în cadrul încercărilor finale. Turbina poate fi introdusă în schemele tehnologice ale uzinelor chimice şi din industria petrolului fiind prevăzută cu un reductor (6000/3000 rot/min) pentru antrenarea turbogeneratorului și folosind abur secundar cu parametri reduși (15 ata ; 345°C), așa cum rezultă de obicei din procesele de fabricație. Turbina poate fi livrată gata montată și încercată.

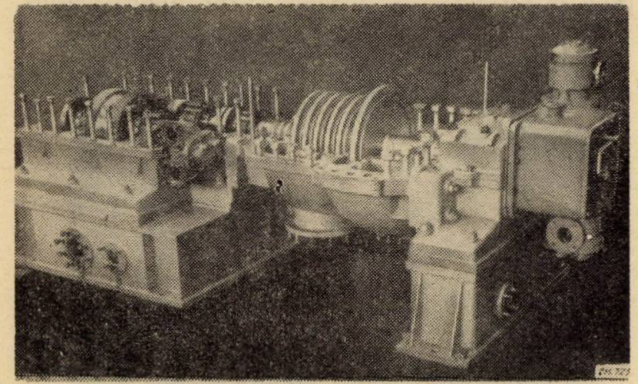


Fig. 4. Turbina cu contrapresiune tip TKP—1 montată pe standul de încercări finale de la UCM—Reșița.

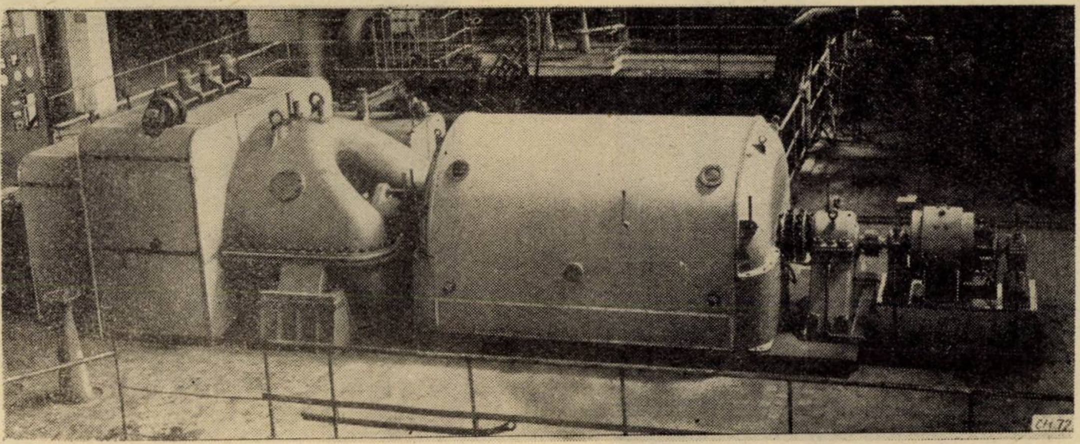


Fig. 5. Vederea turboagregatului AS6—T62 din centrala energetică de la C.S.—Reșița.

În figura 5 se prezintă un turboagregat AS6-T62 montat chiar în centrala de la C.S. Reșița, centrală care alimentează cu energie turbosuflantele furnalelor.

Turboagregatele tip AC6—TH sînt destinate să funcționeze în climat tropical umed. Cele trei grupuri executate în 1964 au fost montate în CET-Singareni (India). Turbina este realizată într-un singur corp, avînd o treaptă de reglare cu două coroane de palete (Curtis), urmate de 11 trepte cu acțiune. Sistemul de reglare a turației, cu acționare prin servomotor rotativ și transmisie hidraulică, este de tipul prin cantitate. Distribuția aburului proaspăt se face prin patru ventile de admisie. Probele de omologare efectuate la turbină au scos în evidență calitățile deosebite ale acesteia, în special în ceea ce privește funcționarea reglajului și posibilitatea mare de supraîncărcare (pînă la 7400 kW), fapt care reprezintă un avantaj în condițiile de exploatare din India unde nu există un sistem interconectat.

Tot în India au fost livrate și turboagregate tip AS-3-A-1300/900-TH care au fost montate la CET-Gauhati (fig. 6).

Se menționează că au fost proiectate și fabricate în țară toate instalațiile auxiliare ale turboagregatelor, cum sînt : condensatoarele, electropompele și turbopompele de ulei (fig. 7), preîncălzitoarele de înaltă și joasă presiune, degazoarele etc.

Pînă în prezent turboagregatul cu puterea unitară cea mai mare proiectat în țară și fabricat la U.C.M. Reșița a fost cel de tipul DSL 50—3—TH—60—2, acesta reprezentînd performanța maximă a industriei constructoare de echipamente termoenergetice și ridicînd numeroase probleme metalurgice și de prelucrare care au fost rezolvate cu succes.

În figura 8 se arată modul de prelucrare a planului de separație a unei jumătăți de carcasă de înaltă presiune, iar în figura 9, prelucrarea rotorului forjat monobloc al turbogeneratorului. În figura 10 este reprezentat un disc în timpul operației de găurire. În figura 11

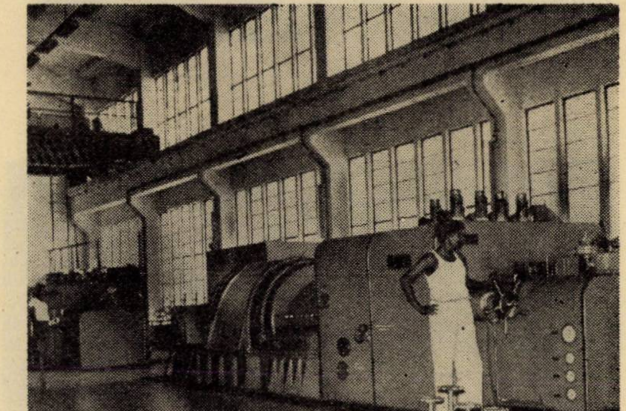


Fig. 6. Vedere din CET-Gauhati (India) a unui turboagregat tip AS3—A 1 300/900—TH.

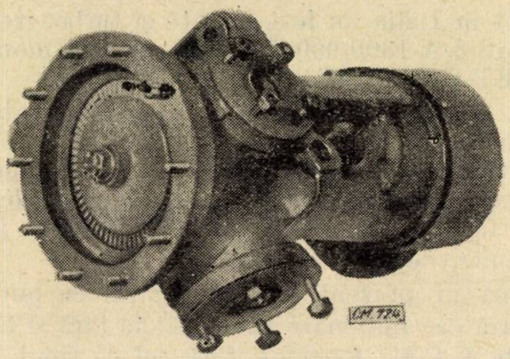


Fig. 7. Turbopompă de ulei (rezerva de avarie).

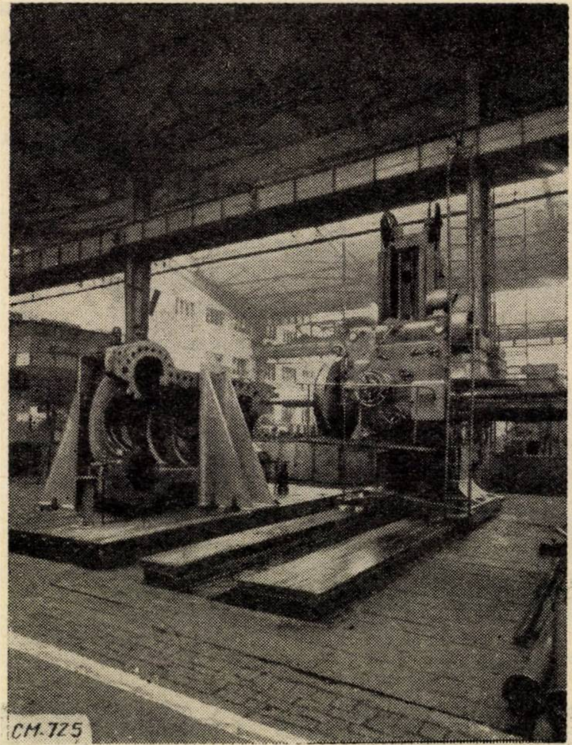


Fig. 8. Prelucrarea planului de separație a carcasei turbinei DSL—50.

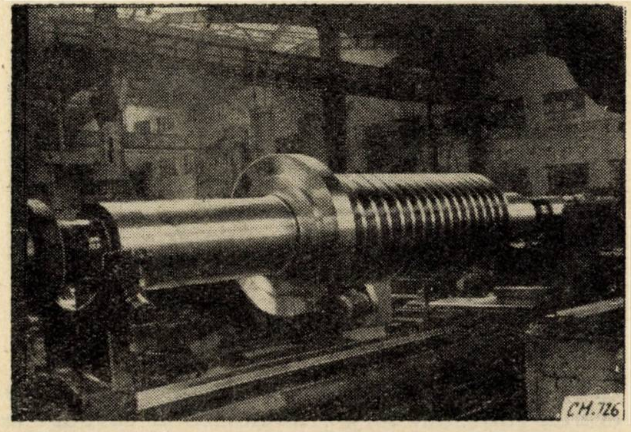


Fig. 9. Prelucrarea rotorului turbogeneratorului TH—60—2.

este prezentat statorul turbogeneratorului înainte de ambalare și livrare.

Turboagregatul, destinat pentru termoficarea industrială și urbană, poate funcționa și în regim de condensație, regim în care dezvoltă pînă la 60 MW, la bornele turbogeneratorului.

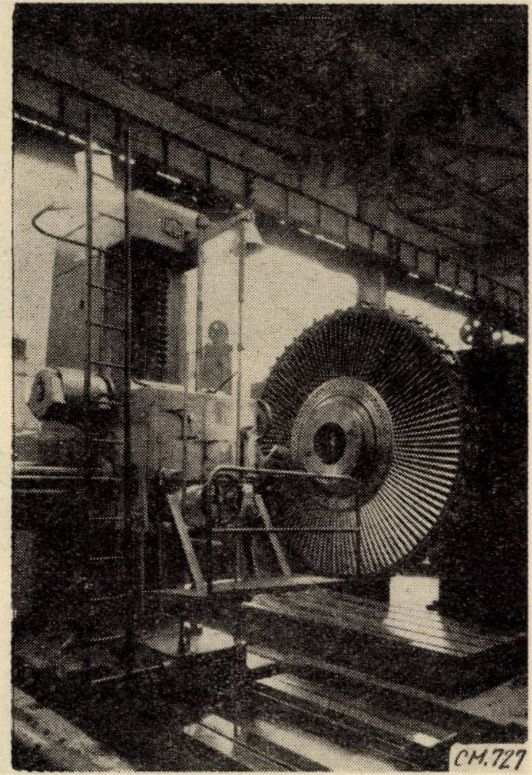


Fig. 10. Găurirea discului de rotor al unei trepte de acțiune.

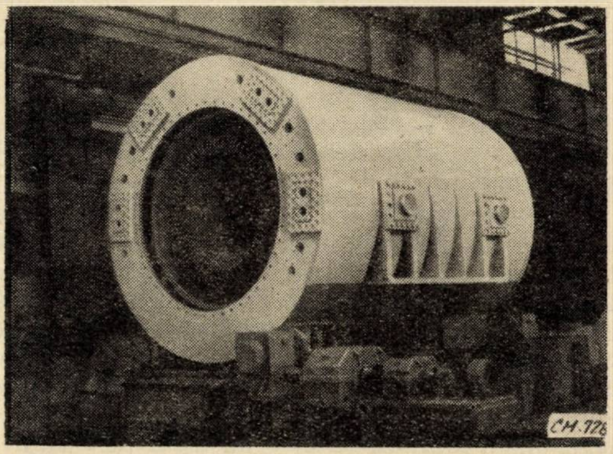


Fig. 11. Statorul turbogeneratorului TH—60—2 înainte de livrarea din uzină.

Pe baza experienței acumulate și a nevoilor mereu crescînde ale sistemului energetic național, MICM a înființat în anul 1967 un institut de specialitate I.C.P.E.T. (Institutul de Cercetări și Proiectări Echipamente Termoenergetice) unde s-au elaborat după licență

Alsthom-Rateau-Schneider, proiectele pentru un turboagregat de condensaţie cu supraîncălzire intermediară de 330 MW (186/49,8 ata; 535/535°C). De asemenea, au fost elaborate în concepţie proprie o serie de proiecte pentru turboagregate de 4—6 MW, răcite cu apă de mare, destinate exportului. Execuţia noilor turboagregate va fi asigurată de Uzina de Maşini Grele Bucureşti a cărei forjă şi hală de prelucrare mecanică permit realizarea unor grupuri clasice cu puteri unitare de pînă la 1 200 MW la turaţia de 3 000 rot/min, iar a celor destinate centralelor nuclearoelectrice pînă la o putere de 600 MW la o turaţie de 1 500 rot/min.

Crearea acestei noi baze de producţie va permite pe lîngă realizarea de noi tipuri de turboagregate şi modernizarea celor realizate pînă în prezent, prin folosirea unor tehnologii mai avansate şi a unor maşini-unelte de mare precizie şi performanţă.

CZ 669.715 : 620.179.2

Consideraţii asupra sudabilităţii aliajului de aluminiu indigen, tip Al Si Mg Mn (anticorodal)

Ing. ŞONTEA Sever — Uzinele Electroputere–Craiova

Aliajele de aluminiu folosite în industrie pot fi grupate din mai multe puncte de vedere. Se are în vedere în primul rînd elementele de aliere ce caracterizează pe fiecare din acestea, precum şi starea de utilizare, adică aliaje turnate sau aliaje laminabile. Limita dintre aceste două categorii de aliaje este limita de saturare a soluţiei solide la temperatura eutecticului. Cea mai utilizată grupare a aliajelor de aluminiu laminabile este legată de proprietatea acestora de a se durifica sau nu (prin tratamente la cald), de unde şi denumirea de durificabile şi nedurificabile. Între aliajele durificabile şi nedurificabile există o limită teoretică — concentraţia de maximă solubilitate la temperatura mediului ambiant.

Aliajele nedurificabile prin tratamente termice sînt formate din grupele AlMn, AlMg, AlMgMn, în timp ce aliajele durificabile sînt formate din grupele AlSiMg şi AlZnMg.

În lucrarea de faţă se prezintă rezultatele experimentale obţinute pentru aliajul AlSiMgMn de fabricaţie indigenă.

Aliajul AlSiMgMn este un aliaj de aluminiu complex în care principalele elemente de aliere sînt magneziu şi siliciu. Compoziţia chimică a aliajului experimentat a fost următoarea: siliciu 1,2 %, magneziu 0,8 %, mangan 0,54 %, fier 0,3 %, cupru 0,02 %.

Diagrama de echilibru a acestor aliaje este o diagramă ternară.

Aluminiul şi compusul definit Mg_2Si formează un sistem de două eutectice, unul la 556°C cu 4,97 % Mg şi 14 % Si şi altul la 450°C cu 33,5 % Mg şi 0,2 % Si.

Compusul definit Mg_2Si variază în funcţie de conţinutul de magneziu şi de temperatură, siliciul fiind fără influenţă în creşterea solubilităţii acestuia.

Durificarea acestor aliaje prin tratamente termice este determinată de compusul definit Mg_2Si. Caracteristicile sînt următoarele: rezistenţa la rupere, 30,3 kgf/mm²; alungirea relativă, $\delta_5 = 7{,}5\,\%$; gîtuirea, 41 %; duritatea: 105, 110, 107 kgf/mm² (HV).

Şocurile termice care se produc în timpul procesului de sudare au o influenţă deosebită asupra caracteristicilor mecanice ale materialului în zona adiacentă cusăturii. Căldura produce o înmuiere temporară a materialului sudat, care îşi revine treptat la proprietăţile iniţiale datorită proprietăţii de autodurificare. Folosind schema arătată în figura 1 s-a înregistrat evoluţia temperaturii, la sudarea cap la cap prin procedeul WIG a tablelor cu grosimea de 4 mm. Pentru înregistrare s-a utilizat un oscilograf mecanic cuplat cu un înregistrator automat de temperatură cu domeniul pînă la 1 000°C. Cuplarea înregistratorului cu oscilograful a fost necesară pentru posibilitatea înre-

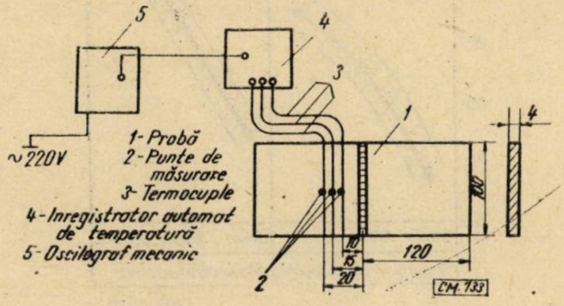


Fig. 1

gistrării rapide a fenomenului. Viteza de rulare a oscilografului a fost de 2 mm/s, faţă de cea a înregistratorului care era de numai 1 mm/s.

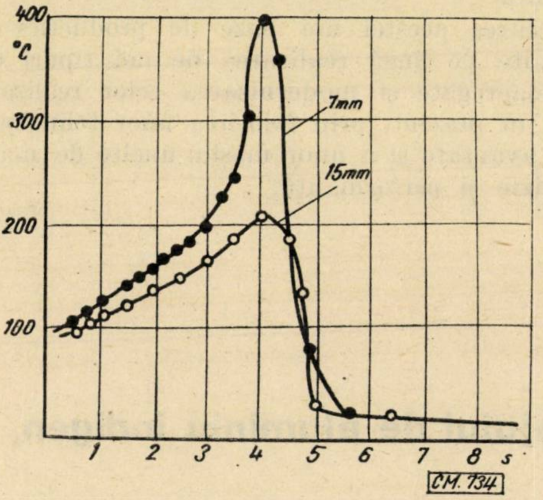


Fig. 2

Reprezentarea grafică a evoluţiei temperaturii pentru două puncte situate la depărtare de 7 şi 15 mm de centrul cusăturii sudate este arătată în figura 2.

După cum se observă, în numai 4 s se ajunge la temperatura de 400°C pentru punctul de măsurare situat la 7 mm distanţă de centrul cusăturii, în timp ce la distanţa de 15 mm temperatura maximă, pentru acelaşi interval de timp, este de numai 200°C.

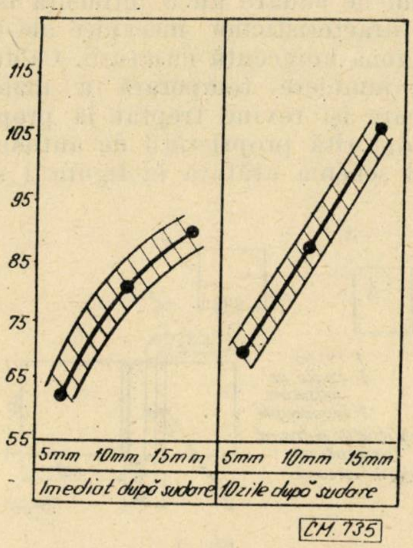


Fig. 3

Pe distanţele apropiate de sudură (5, 10 şi 15 mm) s-a urmărit evolutiv în timp variaţia durităţii, rezultatele fiind ilustrate în figura 3.

Din această figură rezultă că materialul ajunge după circa 10 zile la un stadiu de duritate apropiat de cel avut înainte de sudare.

Ca procedee tehnologice de sudare a acestor aliaje s-au folosit: sudarea cu gaz, sudarea în mediu de argon (procedeul WIG) şi sudarea prin puncte.

Pentru sudarea cu gaz s-a folosit flacără oxiacetilenică. Datorită grosimii mici (4 mm) marginile nu au fost prelucrate. Curăţarea acestora înainte de sudare s-a făcut mecanic.

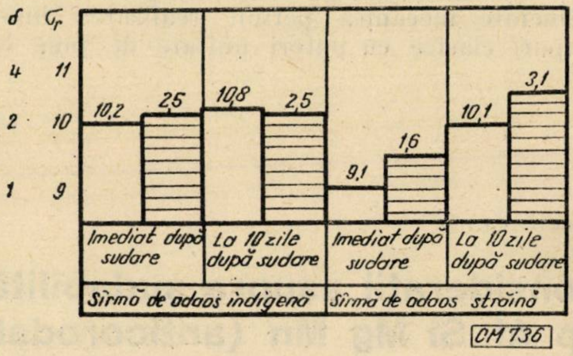


Fig. 4

S-a utilizat un flux de dezoxidare format dintr-un amestec de fluoruri şi cloruri. S-a sudat cu două categorii de sîrmă de adaos: sîrmă indigenă de formă rotundă cu diametrul de 4 mm şi sîrmă străină fabricaţie Silox cu diametrul de 3 mm. Sîrma de adaos indigenă a avut următoarea compoziţie chimică: siliciu 6,83%; mangan 0,398%; fier 0,288%; magneziu 0,338%; titan 0,163%; restul aluminiu. Sîrma elveţiană a avut în schimb 12% siliciu; 0,3% mangan; 0,15% fier. Din probele sudate au fost confecţionate epruvete pentru încercare. Rezultatele obţinute sînt redate grafic în figura 4.

În ce priveşte sudarea prin procedeul WIG (sudarea aliajelor de aluminiu în protecţie de argon) acest procedeu asigură cele mai bune performanţe calitative îmbinării, datorită gradului înalt de protecţie a acestui gaz.

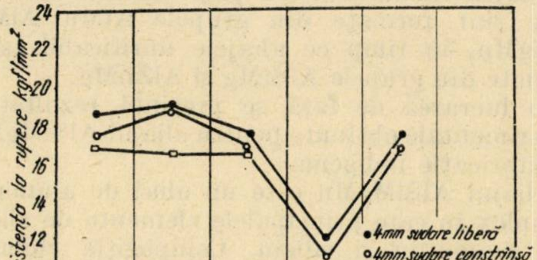


Fig. 5

Pentru sudarea aliajului s-a folosit o maşină tip Arcofix 300 de fabricaţie elveţiană. Argonul utilizat a fost indigen cu puritatea de 99,8%.

Pentru sudare s-au folosit mai multe categorii de sîrme utilizîndu-se regimurile tehnologice conform tabelei 1.

După încercarea la tracțiune a epruvetelor prelevate din îmbinări au fost obținute rezultatele arătate în figura 5.

Tabela 1

Varianta	Denumirea aliajului	Compoziția chimică a materialului de adaos	Forma și dimensiunea materialului de adaos	Regimul tehnologic de lucru
1	2	3	4	5
1.	AlMgSi (tabla de 4 mm)	Siliciu 5,44 % Fier 0,257 Magneziu 0,422 % Mangan 0,325 % Titan 0,21 % Aluminiu rest (fabr. suedeză)	Pătrat cu latura de 4 mm	Un singur strat. Sudare liberă, fără teșirea capetelor. Curentul 126 A Diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm Argon 15 l/min
2.	,,	idem	idem	Idem cu sudarea capetelor strînse în dispozitiv
3.	AlMgSi (tabla de 4 mm)	Siliciu 6,83 % Mangan 0,398 % Fier 0,288 % Magneziu 0,338% Titan 0,163 % Aluminiu rest (fabricație indigenă)	rotund cu diametrul de 4 mm	Un singur strat Sudare liberă, fără teșirea capetelor Curentul 126 A Diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm Argon 15 l/min.
4.	,,	idem	idem	Idem cu sudarea capetelor strînse în dispozitiv
5.	,,	Siliciu 12 % Mangan 0,3 % Fier 0,15 % Aluminiu rest (fabr. elvețiană)	rotund cu diametrul de 3 mm	Un singur strat Sudare liberă, fără teșirea capetelor; Curentul 126 A; Diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm Argon 15 l/min.
6.	,,	idem	idem	Idem cu sudarea capetelor strînse în dispozitiv
7.	,,	Aluminiu 99,98 %	rotund cu diametrul de 4 mm	Un singur strat. Sudare liberă fără teșirea capetelor; curentul 100 A; Diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm Materialul preîncălzit înainte de sudare
8.	,,	idem	idem	Regimul identic, în afara faptului că sudarea s-a executat în dispozitiv
9.	AlMgSi (tabla de 4 mm)	Siliciu 4,4 % Mangan 0,1 % Fier 0,109 % Aluminiu rest (fabricație sovietică)	rotund cu diametrul de 2 mm	Sudare liberă fără teșirea capetelor; Curent 100 A, argon 15 l/min. Diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm.
10.	idem	idem	idem	Idem, cu sudarea capetelor strînse în dispozitiv

Atît la sudarea liberă a capetelor cît și la sudarea acestora în dispozitiv, cele mai bune rezultate se obțin la folosirea sîrmei de adaos de fabricație indigenă cu conținut de siliciu de 6,83 %. La variantele tehnologice la care s-a folosit sîrma de adaos cu siliciu în concentrații apropiate (variantele 1 și 5), valorile obținute sînt comparabile. Pentru tablele groase de 10 mm această diferențiere dispare, valorile obținute fiind foarte apropiate. O valoare mai scăzută față de acestea s-a înregistrat cu sîrma de adaos cu 12 % Si (eutectic) și una cu totul necorespunzătoare la folosirea sîrmei de adaos din aluminiu pur (varianta 4).

Folosind table groase de 10 mm, din unele variante tehnologice s-au confecționat epruvete de reziliență tip Mesnager, o parte cu crestătura în cusătură iar o parte cu crestătura la o distanţă de 5 mm de centrul acesteia adică în zona influenţată termic de lîngă sudură. Rezultatele obţinute la încercări sînt redate în figura 6.

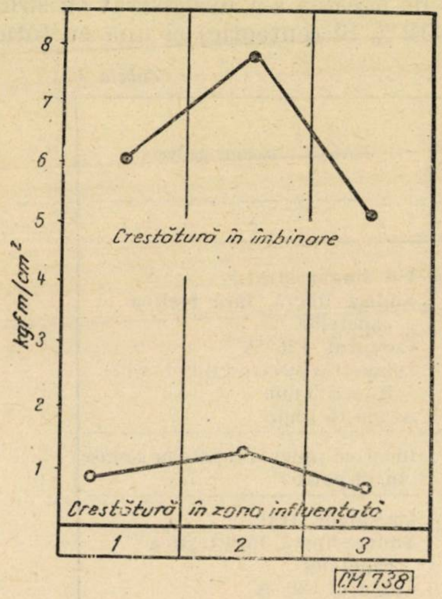


Fig. 6

S-a înregistrat o diferenţă foarte mare între epruvetele cu crestătura în îmbinare şi cele cu crestătura în zone influenţate, la acestea din urmă obţinîndu-se cele mai slabe rezultate.

În ceea ce priveşte valorile realizate în funcţie de variantele tehnologice, acestea sînt în aceeaşi ordine ca şi la încercarea la tracţiune.

Calitatea îmbinărilor a fost stabilită şi cu ajutorul controlului defectoscopic nedistructiv [1]. Se poate practica uşor atît controlul cu ultrasunete cît şi controlul cu raze X. În ceea ce priveşte controlul prin ultrasunete, acesta s-a realizat cu un defectoscop ultrasonic, folosind sonde de dimensiuni mici înclinate la 80°, care să permită palparea cu uşurinţă pînă la cusătură. Modul de palpare este arătat în figura 7.

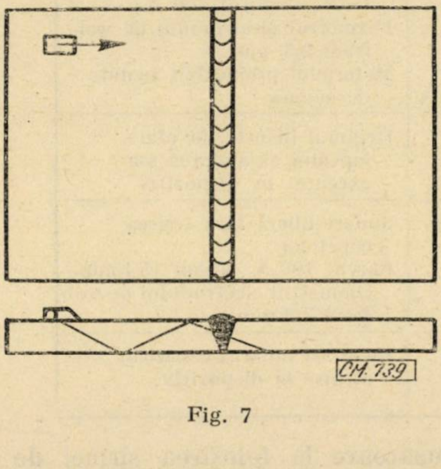


Fig. 7

Regimul de lucru utilizat a fost următorul: domeniu de lucru 250 mm ; amplificare 104 db ; frecvenţa 2 MHz ; sondă înclinată la 80°. Prin acest control s-au identificat îmbinări fără defecte, pe ecranul osciloscopului constatîndu-se numai ecoul de capăt al materialului ca şi îmbinări cu defecte la care pe ecran mai intervine un ecou intermediar, care reprezintă reflexia defectului propriu-zis.

Controlul radiografic s-a realizat cu regimul de lucru : tensiune 75 kV ; curent 5 mA ; distanţa focală 500 mm ; timp de iradiere 1 min. Cele mai frecvente defecte s-au identificat a fi incluziuni gazoase şi lipsă de aliere între materialul de bază şi materialul de adaos. Incluziunile de gaze au forma unor pete închise bine conturate pe radiografii. Lipsa de aliere apare de obicei în centrul cusăturii, cu ramificaţii neregulate, uneori bine conturate, alteori difuze.

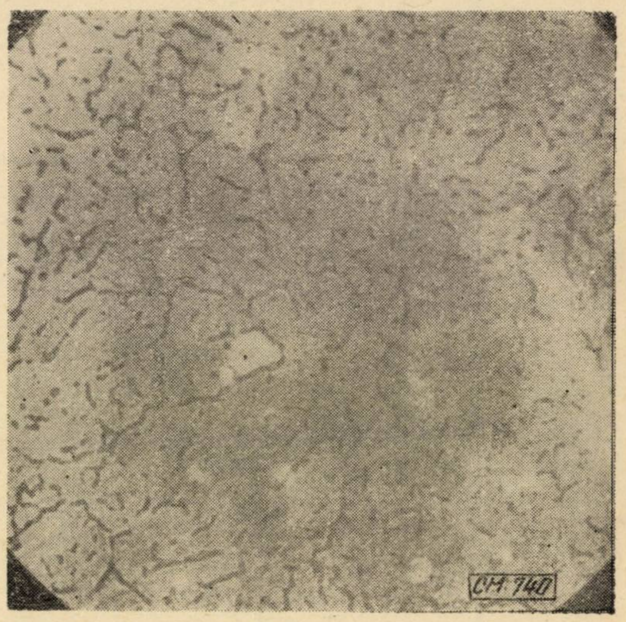


Fig. 8

Calitatea îmbinărilor sudate s-a analizat şi prin analize microscopice. Cu ajutorul acestora s-a urmărit cunoaşterea structurii în sudură, în metalul de bază, forma şi dispunerea defectelor etc.

În figura 8 se arată la mărirea 120 : 1 microstructura metalului depus cu sîrma de adaos cu conţinut de 4,4% Si.

Se remarcă o dispunere uniformă în cîmp a cristalelor de siliciu.

În figura 9 se arată de asemenea microstructura metalului depus cu sîrmă cu conţinut de 6,83% Si, la mărire 120 :1, în care, pe lîngă cantitatea mai mare în cîmp a siliciului, cu răspîndire uniformă, se mai observă şi pori cu diametrul de aproximativ 0,1 mm.

Metalul de bază are o structură poliedrică cu granulația orientată în direcția deformării, după cum se arată în figura 10, la mărire 200 :1.

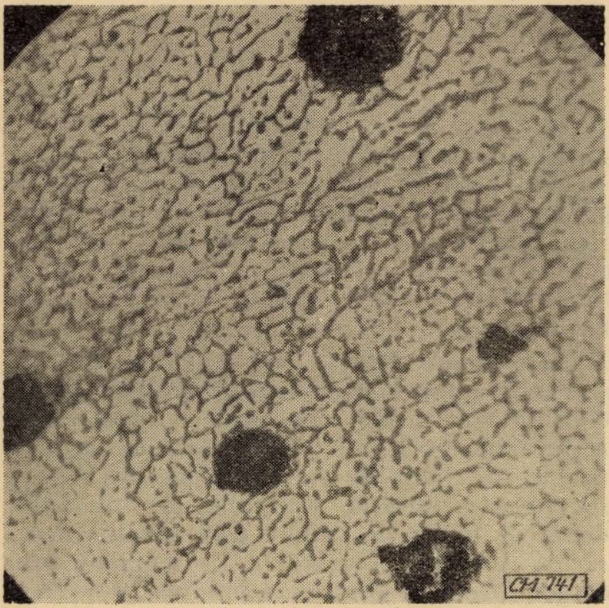


Fig. 9

Îmbinările sudate au fost studiate și din punctul de vedere al fisurabilității, aliajul prezentînd rezultate bune din acest punct de vedere [2].

Sudarea prin puncte a aliajului s-a realizat cu table de 1—1,2 mm grosime. Acestea au fost obținute prin deformare la rece a materialului laminat la grosimea de 4 mm, cu mai multe recoaceri intermediare. Curățarea materialului înainte de sudare s-a realizat chimic, folosind pentru aceasta tratamentul de imersie într-o soluție de 5% NaOH timp de 1 min, apoi 3 min în 15% HNO_3, spălare cu alcool și uscare la 100°C timp de o oră.

S-au folosit îmbinări de tipul celor arătate în figura 11.

Sudarea s-a realizat cu o mașină de fabricație franceză tip Sciaky, pe treapta de curent 4, forte.

Forța de rupere medie și limitele inferioare și superioare pentru un punct au evoluat astfel :

— imediat după sudare 100 kgf (50—120),
— la 15 zile după sudare 140 kgf (80—160),
— la 30 zile după sudare 150 kgf (110—200).

Cele mai bune rezultate s-au obținut la punctele care în urma încercării s-au desprins cu „gol" în una din tablele sudate.

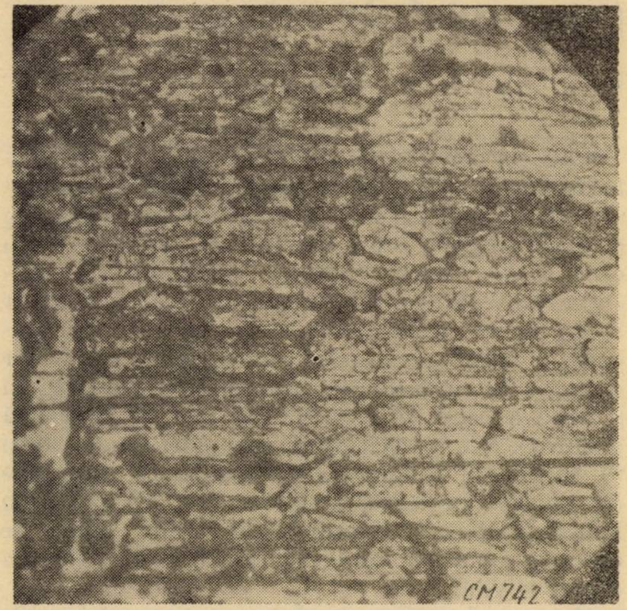


Fig. 10

În concluzie, aliajul AlSiMgMn se sudează cu rezultate bune, iar proprietățile îmbinării depind de procedeul de sudare utilizat și natura metalului de adaos.

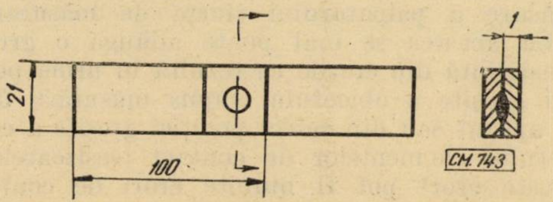


Fig. 11

Aliajul se autodurifică în timp, în zona adiacentă cusăturii, ceea ce face ca proprietățile mecanice ale îmbinării să fie superioare altor tipuri de aliaje.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Șontea, S.* și *Slapciu, Gh.* Considerații în legătură cu sensibilitatea controlului calității îmbinărilor sudate din aluminiu cu ajutorul ultrasunetelor și radiațiilor. Comunicare prezentată la a 2-a Conferință de ultraacustică, București, 1968.

[2] *Șontea, S.* Propuneri pentru o nouă metodă de determinare a fisurabilității în îmbinările sudate din aluminiu la care se utilizează controlul cu ultrasunete. Comunicare prezentată la a 2-a Conferință de ultraacustică, București, 1968.

CZ 531.7

Influenţa eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare

Ing. SPINEANU Ulm – Uzina de mecanică fină – Bucureşti

Pentru problemele de măsurare, pentru determinarea condiţiilor optime necesare construcţiei aparatelor, mijloacelor de măsurare şi determinarea unor metode de măsurare de o eficacitate corespunzătoare în industria constructoare de maşini în general — în particular în industria constructoare de aparate de precizie — este necesară cunoaşterea cauzelor care — în procesul de măsurare a pieselor, în special a celor de dimensiuni mici — provoacă greutăţi şi incertitudini adeseori prea mari în raport cu toleranţa de măsurare. Punctele de sprijin în acest scop se pot identifica în urma analizării efectelor diferitelor feluri de erori, precum şi ponderea fiecăreia în valoarea erorii totale.

Se pot identifica după cauze patru feluri de erori esenţiale : erori ale aparatului (mijlocului) de măsurare, erori de materializare a măsurilor sau etaloanelor (în măsura în care acestea nu sînt deja conţinute în eroarea aparatului), erori datorită variaţiilor condiţiilor de mediu şi erori datorită influenţei forţei de apăsare a palpatorului (forţa de măsurare).

La acestea se mai poate adăuga o grupă constituită din erorile ce rezultă în urma poziţiei greşite a obiectului supus măsurării faţă de aparat sau din cauza poziţiei greşite a contactului elementelor de contact (sesizoarelor). Aceste erori pot fi numite erori de contact de ordinul doi. Acest fel de erori, ale căror cauze sînt de natură geometrică, în general se includ în erorile aparatului, însă acest lucru nu pare a fi justificat în toate cazurile.

Pentru realizarea contactului intim între palpator şi obiectul de măsurat, este necesară o forţă minimă de apăsare.

În general, forţa de apăsare a aparatelor de precizie variază între 50 şi 800 gf. Forţa de apăsare nu trebuie să fie prea mare pentru ca să producă o deformare în piesa de măsurat. Prezenţa forţei de măsurare duce la : lungirea, încovoierea sau torsionarea elastică a piesei de măsurat, a aparatului şi suportului său ; deformarea elastică de contact (turtirea) a suprafeţelor ce vin în contact.

Dintre deformaţiile provocate de forţa de măsurare, turtirea (pătrunderea relativă) prezintă un interes deosebit pentru multe din măsurările mecanice prin contact direct. Acestea iau naştere în punctul teoretic de contact dintre suprafaţa limită de măsurare şi suprafaţa limită măsurată, iar eroarea imprimată este cu atît mai mare cu cît forţa de apăsare este mai mare şi cu cît razele de curbură ale pieselor ce vin în contact sînt mai mici. Dacă se consideră piese caracterizate prin suprafeţe curbe — arbori, roţi dinţate, alezaje etc. — atunci razele acestora avînd valori mici, vor prezenta o tendinţă mai mare de deformare.

Pentru toate tipurile de aparate care se caracterizează prin măsurare cu contact direct, deformaţia corpurilor constituie o sursă suplimentară de erori care influenţează măsurarea mai ales în condiţiile verificării pieselor executate în extremităţile cîmpului de toleranţă. Din acest punct de vedere este absolut necesar ca precizia aparatelor de control prin contact direct să garanteze eroarea de clasare extremă a pieselor verificate.

În figura 1 se prezintă curba statistică de dispersie a lui Gauss făcînd abstracţie de anumite greşeli de funcţionare mecanică nesesizate, de abaterile de temperatură. În figură, curba 1 reprezintă distribuţia pieselor prelucrate, în situaţia dată ; curba 2 distribuţia pieselor prelucrate într-o situaţie mai puţin avantajoasă ; curba 3 distribuţia pieselor într-o situaţie mai bună, iar curba 4 distribuţia erorii de măsurare.

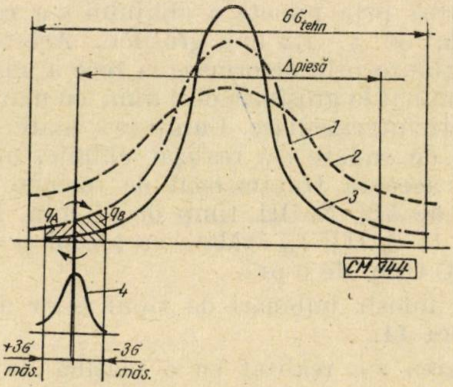


Fig. 1

În cazul unei fabricaţii normale, dimensiunile pieselor se pot încadra în curba normală de distribuţie a lui Gauss. Valoarea (6σ tehnologic) a acestei distribuţii poate depăşi valoarea toleranţei de execuţie Δ, fiind necesar să se arunce un număr de piese. În acelaşi timp, rezultatele măsurărilor efectuate cu aparatul de control (respectiv erorile de măsurare) se grupează de asemenea după o curbă Gauss caracterizată prin altă valoare (6σ), de această dată specifică aparatului de măsură. Există posibilitatea, la extremitatea cîmpului de toleranță (în jurul limitei de toleranță) ca o cantitate q_B de piese bune să fie clasate rebut și ca o cantitate q_A de piese rebut să fie clasate bune, alterînd în felul acesta siguranța verificării. Este evident că pe măsură ce valoarea 6σ proprie aparatului de măsurat scade, valorile q_A și q_B descresc. Problema deformațiilor de contact, în cazul limitei cîmpului de toleranță, capătă o influență deosebită în deosebirea „rebut-piesă bună”, în cadrul operației de măsurare. De aceea, în aceste situații este necesar să se verifice inițial „nivelul de încredere” care poate fi acordat unei anumite operații de control dimensional, dar și alegerea celui mai eficace și economic mijloc de control pentru fiecare caz în parte în funcție de destinația piesei și de precizia de verificare.

Deformația relativă de măsurare apare ca o consecință a comprimării pe suprafața de contact dintre elementul de măsurare al mijlocului de măsurare și suprafața obiectului ce se măsoară. Aceste deformări au o mare importanță în automatizarea măsurărilor, unde presiunile de măsurare pot căpăta o valoare de ordinul a cîteva kgf/mm^2.

La primul contact între suprafața *A* a palpatorului *2* și suprafața limită *B* a obiectului de măsurat *1* (fig. 2), presiunea specifică fiind foarte mare, are loc o deformare foarte rapidă a microneregularităților. Ca urmare, va crește suprafața de contact proporțional cu toleranța de variație a efortului de măsurare, pînă cînd sistemul va ajunge la o suprafață de echilibru în contact (poziția statică corespunzătoare efectuării operației de măsurare propriu-zisă), luînd naștere în felul acesta deformarea elastică a celor două zone ale suprafețelor respective prin pătrunderea relativă a acestora.

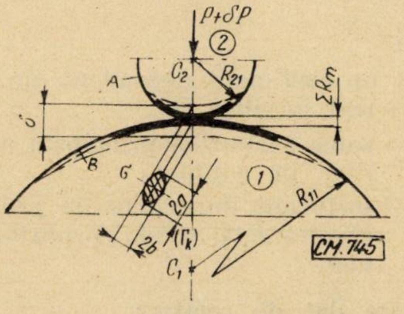


Fig. 2

Notații : a — semiaxa mare a elipsei de contact ; b — semiaxa mică a elipsei de contact : σ — suprafața eliptică de contact ; δ — apropierea relativă (deformația elastică de contact) : Γ_k — dreapta centrelor de curbură C_1, C_2 ; ΣR_m — suma înălțimilor microneregularităților deformate ale vîrfului de măsurare, respectiv ale piesei.

Deci, pentru eforturi de măsurare dirijate pe dreapta care unește centrele de curbură ale suprafețelor în contact în punctul de tangență, corpurile se deformează și contactul punctiform inițial se transformă într-un contact pe o suprafață. Se consideră că cele două corpuri sînt din materiale omogene și izotrope, mărginite de suprafețe curbilinii, iar procesul de deformare respectă legea lui Hooke.

Suprafața de contact este foarte mică în raport cu suprafața fiecăruia dintre corpurile care vin în contact.

În cazul general, conturul suprafeței de contact este o elipsă. În cazurile limită, suprafața eliptică se transformă fie într-o suprafață circulară (primul caz limită), fie într-o fîșie limitată de două drepte paralele (al doilea caz limită).

Deoarece dimensiunile ariei de contact sînt foarte mici comparativ cu dimensiunile generale ale corpurilor în contact, se pot folosi rezultatele problemei semispațiului elastic pentru determinarea deplasărilor elastice în zona de contact.

Pentru acțiunea forțelor normale pe suprafața semispațiului — corp de dimensiuni foarte mari limitat de un plan — se consideră că deplasările la infinit sînt nule. Acest lucru permite să se lege rigid la infinit sistemul de coordonate ales pentru operația de măsurare, cu corpul considerat, adică a se examina deplasările elastice ale unui punct oarecare al semispațiului ca deplasări în raport cu punctele corpului foarte depărtate de locul aplicării sarcinii.

Se admite că aceste corpuri vin în contact unul cu celălalt, înainte de măsurare, într-un punct oarecare în care se execută măsurarea; acesta nu este însă un punct singular al suprafeței (de exemplu, vîrful unui con).

Așadar, se poate imagina că sistemul de coordonate (XYZ) este legat rigid la infinit cu primul corp. Pentru acest sistem deplasarea δ_1 paralelă cu axa Z_1 a unui punct oarecare M_1 aparținînd primului corp reprezintă de fapt o deplasare în raport cu zona nedeformată a corpului, dispusă departe de zona de contact. Deplasarea analogă a punctului τ al primului corp, adică a punctului de contact inițial al corpurilor considerate, se va nota cu δ_1 (τ).

Deplasarea relativă a acestor puncte, provocate de deformația corpului, va fi egală cu diferența deplasărilor δ_1 (τ) și δ_1. În același mod, deplasarea relativă a punctelor M_2 și τ, pentru cel de al doilea corp, va apare ca diferența dintre δ_2 (τ) și δ_2.

Înainte de deformație, distanța dintre punctele M_1 și M_2 (aparținînd aceleiași verticale) este egală cu suma $Z_1 + Z_2$. La deformarea corpurilor datorită efortului de măsurare, această distanţă va varia cu cantitatea:

$$[\delta_1(\tau) - \delta_1] + [\delta_2(\tau) - \delta_2]. \qquad \text{(I)}$$

Este evident că la deformarea corpurilor vin în contact punctele pentru care:

$$Z_1 + Z_2 = [\delta_1(\tau) - \delta_1] + [\delta_2(\tau) - \delta_2] \qquad \text{(II)}$$

Suma deplasărilor $\delta_1(\tau)$ şi $\delta_2(\tau)$ ale punctelor de tangenţă iniţială ale corpurilor caracterizează deplasarea lor relativă în ansamblu.

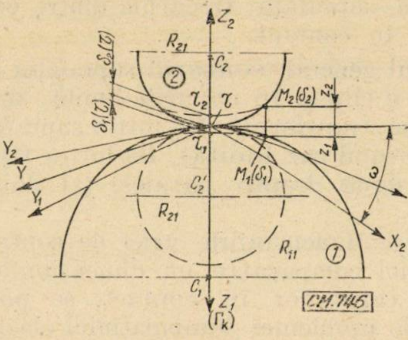


Fig. 3

Această sumă se numeşte apropierea corpurilor şi se notează cu:

$$\delta = \delta_1(\tau) + \delta_2(\tau). \qquad \text{(III)}$$

Ţinînd seama de expresia deplasării relative (I), relaţia (II) capătă forma:

$$Z_1 + Z_2 = \delta - (\delta_1 + \delta_2), \qquad \text{(IV)}$$

în care δ_1 şi δ_2 reprezintă deplasările elastice caracteristice fiecărui punct aparţinînd zonei deformate.

Relaţia (IV) dintre apropierea corpurilor, deplasările elastice δ_1 şi δ_2 ale punctelor M_1 şi M_2 şi distanţa dintre aceste puncte înainte de deformaţie reprezintă ecuaţia deplasărilor în problema de contact considerată. Dacă punctele curente M_1 şi M_2 coincid cu punctele iniţiale de tangenţă ale corpurilor τ, ambii membri ai relaţiei devin nuli. Pe măsură ce M_1 şi M_2 se depărtează de axa Z, suma $Z_1 + Z_2$ creşte, respectiv termenul $\delta_1 + \delta_2$ scade. Mărimea $Z_1 + Z_2$ caracterizează punctele ce formează frontiera (conturul) ariei de contact.

Pentru punctele situate în afara frontierei egalitatea nu mai are loc, astfel încît:

$$Z_1 + Z_2 > \delta - (\delta_1 + \delta_2). \qquad (1)$$

Ţinînd seamă de dimensiunile ariei de contact, conform ipotezei lui H. Hertz, corpurile în contact de măsurare se consideră drept două semispaţii elastice încărcate cu o presiune distribuită pe aria de contact [1], [6], cauzată de forţa de măsurare. Deplasările elastice vor fi de forma:

$$\delta_i = k_i \int_\sigma \frac{p\,d\sigma}{r}, \qquad (2)$$

în care:

$$k_i = \frac{1-\mu_i}{2\pi G_i};$$

σ — aria de contact a elementelor;

μ_i — coeficientul lui Poisson pentru corpul considerat;

G_i — modulul de elasticitate transversal pentru corpul considerat;

r — distanţa de la punctul considerat la punctul de aplicaţie al forţei elementare $p\,d\sigma$.

Trebuie menţionat că $\delta = \delta_{max}$ în centrul ariei de contact; evident acestui punct îi corespunde şi efortul maxim.

Deformaţiile elastice care apar între vîrful de măsurare al palpatorului aparatului şi piesa care se verifică, sînt date de relaţiile lui Hertz:

$$\delta = 10^3 \frac{\varkappa_\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{9}{4}(\eta P)^2 \cdot \Sigma K}, \ \mu\text{m}; \qquad (3)$$

$$\eta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}; \qquad (4)$$

$$\boxed{\Omega = \frac{1}{\Sigma K}\sqrt{(K_{\overline{11}} K_{12})^2 + (K_{\overline{21}} K_{22})^2 + 2(K_{\overline{11}} K_{12})(K_{\overline{21}} K_{22}) \cos 2\omega}} \qquad (5)$$

în care:

$\varkappa_\delta$ este un coeficient dependent de parametrul auxiliar Ω;

ΣK — suma curburilor principale ale corpurilor în contact;

η — coeficient dependent de proprietăţile elastice E_i şi μ_i ale corpurilor în contact.

ΣK este dat de relaţia:

$$\Sigma K = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}, \qquad (6)$$

în care:

K_{11}, K_{12} reprezintă curburile principale ale suprafeţei piesei ce se verifică;

K_{21}, K_{22} — curburile principale ale suprafeţei palpatorului;

ω — unghiul dintre planele curburilor (K_{11}, K_{12}) şi (K_{21}, K_{22}).

Relaţia $\varkappa_\delta = f(\Omega)$ este o funcţie complexă a integralelor eliptice $K(e)$ şi $D(e)$ [2] ce rezultă din cuadratura care intră în exprimarea relației (2) și se alcătuiește în formă tabelară [3], [4]. Forma acestei relații este:

$$\varkappa_\delta = K\sqrt[3]{\frac{2}{\pi^2}\cdot\frac{1}{\Delta}(1+\Omega)}. \qquad (7)$$

Pentru ușurarea calculului, cu tot atîta succes ca relația (7) se poate întrebuința pentru valoarea lui δ, cu o eroare de $\pm$ 0,5 %, relația :

$$\varkappa_\delta = 0{,}999\,(1-\Omega^2)^{0{,}241}. \qquad (7')$$

Fără a depăși precizia calculului se poate rotunji 0,241 în 0,25 și coeficientul 0,999 prin 1,029.

Cazurile tipice de contacte de măsurare (cazurile limită) deduse pe baza relației (3) sînt :

— suprafață eliptică de contact rezultînd în următoarele situații : contactul a două suprafețe cilindrice cu axele perpendiculare și de raze oarecare ($R_{11} \neq R_{21}$) ; contactul unei suprafețe sferice cu o suprafață cilindrică, de raze oarecare ($R_{11} \neq R_{21}$) ;

— suprafață circulară de contact (primul caz limită de mai sus) rezultînd din : contactul a două suprafețe sferice de raze oarecare ($R_{11} \neq R_{21}$), (caracteristica suprafeței de contact se păstrează și în cazul particular al contactului unui corp limitat de o suprafață plană și un corp limitat de o suprafață sferică) ; contactul a două suprafețe cilindrice cu axele perpendiculare și de raze egale ($R_{11} = R_{21}$) (este recomandabil ca acest tip de contact să se evite cu desăvîrșire în practica măsurărilor, deoarece acesta conferă o mare eroare de deformare elastică) ;

— suprafață de contact avînd forma unei fîșii de plan, limitată de două drepte paralele (al doilea caz limită pentru suprafața eliptică de contact).

Pentru contactul a doi cilindri cu axele paralele, curbele de egală distanță specifice fiecărui nivel de întrepătrundere reprezintă o familie de fîșii plane de lățime egală cu semiaxa mică a elipsei corespunzătoare ; în acest caz $\Omega = 1$ și $\varkappa_\delta = \infty$, relația (3) nemaigăsindu-și aplicabilitatea ca urmare a transformatei elipsei de contur într-o fîșie plană.

Apropierea relativă δ nu mai apare în acest caz ca o consecință a contactului punctiform dintre cele două suprafețe, ci ca urmare a extinderii acestuia la forma contactului teoretic liniar în poziția corespunzătoare echilibrului de măsurare.

Considerînd cilindrul circular de lungime finită și avînd în vedere influența efortului de măsurare, nu numai în apropierea imediată a suprafeței de contact, se constată că din punct de vedere fizic δ are o valoare finită și este condiționată în mare măsură și de deformația întregului sistem în contact. În acest caz variația mărimii diametrului paralel cu direcția efortului de măsurare care acționează sistemul în contact (R_{11}, R_{21}) se determină prin relația :

$$\delta = \frac{2q}{\pi}\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1}\left(\ln\frac{2R_{11}}{b}+0{,}407\right)+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\left(\ln\frac{2R_{21}}{b}+0{,}407\right)\right]. \qquad (8)$$

La utilizarea relației, semilățimea b a fîșiei de contact se determină cu formula:

$$b = 1{,}128\sqrt{\eta q\frac{R_{11}R_{21}}{|R_{21}\pm R_{11}|}}\ \text{(mm)}. \qquad (9)$$

În relația de mai sus q reprezintă sarcina raportată la unitatea de lungime a fîșiei de contact, kgf/mm.

Pentru contactul cilindrului R_{21} cu planul R_{11}, $\sum K = \frac{1}{R_{21}}$ și relațiile de mai sus se mai simplifică întrucîtva (analog și în situația în care $R_{21} = \infty$).

În tabela 1 se pun în evidență posibilitățile de verificare ale suprafețelor curbilinii sau plane, pentru fiecare tip de vîrf de măsurare ; se precizează relația de calcul corespunzătoare fiecărei situații de contact, precum și situația de contact recomandată utilizării în practica măsurărilor.

Pentru majoritatea metalelor feroase și neferoase, în limitele unei precizii de măsurare corespunzătoare, coeficientul lui Poisson poate fi luat 0,30, pentru care relația (4) devine : $\eta = 0{,}91\ \frac{E_1+E_2}{E_1\,E_2}$, formă considerată în exprimarea relațiilor de calcul din tabela 1.

Din analiza relațiilor specificate în tabela 1 se constată caracterul neliniar al apropierii corpurilor în contact (cu excepția apropierii a două suprafețe cilindrice cu axe paralele). În adevăr, în cazurile de măsurare cele mai

Tabela 1

Relații de calcul pentru determinarea deformației elastice de contact (apropierea relativă) în µm sub acțiunea efortului de măsurare:

Nr. crt.	Tipul vîrfului de măsurare	Forma geometrică caracteristică a suprafeței pe care se face contactul de măsurare				Valoarea parametrului		Relația de calcul a deformației de contact exprimată în (µm)		Coeficientul experimental de corecție	Observații
						Ω	$\varkappa_\delta$	Materialul ambelor corpuri este diferit de: $E_1 \neq E_2$	Materialul ambelor corpuri este același: $E_1=E_2=E$		
1	Vîrf cu suprafață de măsurare sferică *	Curbilinie	Sferică	Convexă		0	1	$775{,}16\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\frac{\lvert R_{21}\pm R_{11}\rvert}{R_{11}R_{21}}}$	$1231\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\frac{\lvert R_{21}\pm R_{11}\rvert}{R_{11}R_{21}}}$	20%	
				Concavă							
			Cilindrică	Convexă		conf. rel. 5	conf. rel. 7 sau 7'	$615{,}24\varkappa_\delta\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\cdot\frac{\lvert 2R_{21}\pm R_{11}\rvert}{R_{11}R_{21}}}$	$976{,}53\varkappa_\delta\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\frac{\lvert 2R_{21}\pm R_{11}\rvert}{R_{11}R_{21}}}$		
				Concavă							
		Plană				0	1	$775{,}16\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\cdot\frac{1}{R_i}}$	$1231\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\cdot\frac{1}{R_i}}$		$R_i = R_{21}$
2	Vîrf cu suprafață de măsurare circulară plană *	Curbilinie	Sferică convexă							20%	$R_i = R_{11}$
			Cilindrică convexă			—	—	$583\frac{q}{E_k}\ln\frac{3{,}006\,R_{11}}{b}$	$583\frac{q}{E}\ln\frac{3{,}006\,R_{11}}{b}$		$E_k=\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$
		Plană						$455\frac{P}{R'_{21}E_k}$	$455\frac{P}{R'_{21}E}$		R'_{21} = raza suprafeței circulare
3	Vîrf cuțit cu suprafață de măsurare plană	Curbilinie	Sferică convexă *			0	1	$775{,}16\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\frac{1}{R_{11}}}$	$1231\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\frac{1}{R_{11}}}$	20%	—
			Cilindrică convexă *			—	—	$583\frac{q}{E_k}\ln\frac{3{,}006\,R_{11}}{b}$	$583\frac{q}{E}\ln\frac{3{,}006\,R_{11}}{b}$		$E_k=\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$
		Plană						$2038\frac{\varphi}{E_k}$	$2038\frac{\varphi}{E}$		
4	Vîrf cuțit cu suprafață de măsurare cilindrică	Curbilinie	Sferică convexă *			conf. rel. 5	conf rel. 7 sau 7'	$615{,}24\varkappa_\delta\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\frac{2R_{21}+R_{11}}{R_{11}R_{21}}}$	$976{,}53\varkappa_\delta\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\frac{2R_{21}+R_{11}}{R_{11}R_{21}}}$	20%	
			Cilindrică	Convexă	Cu axele în plane perpendiculare *	—	—	$615{,}24\varkappa_\delta\sqrt[3]{P^2\left(\frac{E_1+E_2}{E_1E_2}\right)^2\frac{R_{21}+R_{11}}{R_{11}R_{21}}}$	$976{,}53\varkappa_\delta\sqrt[3]{\left(\frac{P}{E}\right)^2\frac{R_{21}+R_{11}}{R_{11}R_{21}}}$		
					Cu axele în plane paralele			$583q\left[\frac{1}{E_1}\ln\frac{3{,}006R_{11}}{b}+\frac{1}{E_2}\ln\frac{3{,}006R_{21}}{b}\right]$	$583\frac{q}{E}\ln\frac{9{,}036\,R_{11}R_{21}}{b^2}$		
				Concavă							
		Plană				—	—	$583\frac{q}{E_k}\ln\frac{3{,}006\,R_{21}}{b}$	$583\frac{q}{E}\ln\frac{3{,}006\,R_{21}}{b}$		$E_k=\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$

Notații: P — efortul de măsurare, kgf; q — sarcina pe unitatea de lungime a unui cilindru, kgf/mm; E_i — modulele de elasticitate, kgf/mm²; φ — coeficient de formă a palpatoarelor cuțit cu suprafață de măsurare plană; R_i — razele suprafețelor elementelor în contact de măsurare, mm; b — semilățimea fișiei de contact pentru două suprafețe cilindrice cu axele paralele (al doilea caz limită).

Observații: 1. Curburile principale ale corpurilor în punctul inițial de contact sînt K_{11}, K_{12} pentru primul corp și K_{21}, K_{22} pentru cel de-al doilea corp (vîrful de măsurare). Ele sînt pozitive dacă centrul de curbură se află în interiorul corpului considerat. Suma curburilor principale este:

$$\Sigma K = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}.$$

2. Valorile coeficientului $\varkappa_\delta$ se determină ca o funcție de:

$$\Omega = \frac{1}{\Sigma K}\sqrt{(K_{11}-K_{12})^2 + (K_{21}-K_{22})^2 + 2(K_{11}-K_{12})\,(K_{21}-K_{22})\,\cos 2\omega}\,.$$

Se ia din tabela 14 [2]; ω reprezintă unghiul dintre planele de curbură K_{11} și K_{21}.

3. La contactul unei sfere de rază R_{11} cu o cavitate sferică de rază R_{21}, suma $(R_{21}+R_{11})$ se înlocuiește cu diferența $(R_{21}-R_{11})$; observația aceasta rămîne valabilă și în cazul contactului dintre un cilindru de rază R_{11} și o cavitate cilindrică de rază R_{21}, avînd axe paralele.

4*. S-au evidențiat combinațiile: suprafața de măsurare a palpatorului — forma geometrică a suprafeței piesei verificate, cele mai utilizate în tehnica măsurărilor.

frecvente (suprafață de contact eliptică sau sferică), apropierea corpurilor în contact se exprimă printr-o relație de forma:

$$\delta = \text{const}\; P^{\frac{2}{3}}.$$

În cazul contactului suprafețelor cilindrice cu axe paralele, sau al contactului suprafață plană-suprafață cilindrică, apropierea se exprimă printr-o relație de forma:

$$\delta = \text{const}\; q(P).$$

Cel mai mare interes din punct de vedere practic îl prezintă tipul de contact circular, fie că este realizat de două suprafețe sferice, fie de o suprafață sferică și una plană, acesta din urmă avînd cea mai largă întrebuințare în tehnica măsurilor.

Tabela 2 precizează ponderea procentuală Δ a erorii datorite deformației de contact față de eroarea nominală, pentru categoria aparatelor celor mai folosite în tehnica măsurărilor curente.

Tabela 2

Denumirea aparatului	Valoarea diviziunii mm	Domeniul de măsurare mm	Efortul (forța) de măsurare gf	Δ%
Comparatoare cu cadran	0,01	10	140±40	57
Minimetru	0,002	2	100±30	60
	0,001	1		
Milimess		±0,03	350±150	86
Ortotest		±0,05	250±50	40
Microcator			200±30	25–30
Microlux			100±40	80
Optimetru		±0,01	200±20	20
Optimetru cu proiecție		±0,1	120±20	33
Aparat cu contacte electrice TEL 2–2		±0,3	200±50	30
Aparat cu contacte electrice TEL 35		±0,017	150±50	25
Aparat inductiv fără pîrghii	0,0005	±0,01	120±30	20

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hertz, H.* Uber die Berührung fester elastischer Körper. Gesamelte Werke, Bd. 1, Leipzig, 1895.

[2] *Ponomariov, S. D.* ş.a. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. 2, București, Editura tehnică, 1963.

[3] *Sikorski Iu. S.* Elementî teorii clipticeskih funcții s prilojeniai k mehanike. Gostehizdat, 1936.

[4] *Timoshenko S.* Résistance des matériaux vol. 2. Ch. Beranger.

[5] *Moțoiu, R.* Principii de bază în construcția și utilizarea aparatelor automate de control. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1967.

[6] *Zill, H.* Messen und Lehrn in Maschinen und Feingerätebau. Leipzig, 1956.

CZ 669.55 : 621.357.8

Protecția zamacului cu acoperiri galvanice cupru—nichel—crom

Ing. Minodora TEODORESCU — I.C.P.E. - București
Ing. Georgeta LESCENCO — I.C.P.E. - București
Ing. M. SORIN — I.C.P.E. - București

Aliajele de zinc au un larg domeniu de utilizare — în industria electrotehnică, de automobile, aparate foto, instrumente de măsură etc. — ele reprezentînd 2/3 din greutatea tuturor aliajelor ușoare folosite în întreaga lume [1]. Aceasta se explică prin faptul că pe lîngă alte proprietăți importante (bune proprietăți de turnare, posibilitatea de a obține piese cu configurație complicată etc.), zincul și aliajele de zinc au și o bună rezistență la coroziune atmosferică, datorită formării pe suprafața metalului a unui strat protector de produse de coroziune. Compoziția stratului protector depinde de natura mediului înconjurător.

Astfel, în atmosferă uscată, pe suprafața zincului se formează un strat protector de oxid de zinc, care — dacă este uniform — duce la scăderea vitezei de coroziune. În atmosferă cu umiditate și bioxid de carbon, suprafața zincului se acoperă cu un strat de carbonat bazic de zinc $ZnCO_3 \cdot 3Zn(OH)_2$. Produsele de coroziune abundente și foarte ușor detașabile ce se formează în acest caz sînt cunoscute sub denumirea de „rugină albă" [2]. În cazul contaminării atmosferei cu o cantitate mare de substanțe acide (SO_2, SO_3) viteza de coroziune crește pînă la valoarea de 1 mg/dm^2 [3]; cu toate că și în aceste condiții se formează filme protectoare de carbonat bazic și sulfat bazic de zinc, acestea însă se solubilizează pe măsură ce se formează în filmul de umezeală care acoperă suprafața, în condiții de umiditate ridicată.

Pe de altă parte, se constată că viteza de coroziune în atmosferă marină este mai mică decît în atmosferă industrială foarte impurificată (0,09—0,3 mg/dm^2) [3]. Datorită prezenței clorurilor în atmosferă marină pe suprafața zincului se formează produse de coroziune cu compoziția probabilă Zn_2OCl_2 (oxiclorură de zinc) [2].

S-a constatat că în cazul atmosferei rurale umede, viteza de coroziune a zincului este de șase ori mai mare decît în atmosferă rurală uscată [2].

După unii autori [2], factorii cei mai importanți care determină viteza de coroziune a zincului sînt:

— frecvența umezirii suprafeței (ploaie, rouă, vapori);

— impurificarea atmosferei cu SO_2 și cloruri;

— viteze de uscare a umezelii de pe suprafața metalică.

Pe plan mondial există o preocupare permanentă de a se obține acoperiri protectoare și decorative corespunzătoare pe aliajele de zinc. Îmbunătățirea aspectului și ameliorarea rezistenței la coroziune a zincului și aliajelor sale se realizează prin aplicarea de acoperiri protectoare organice (vopsire, ungere) sau prin acoperiri protectoare anorganice (metalice și nemetalice) [4].

Vopsirea aliajelor de zinc se face pe suprafețe pregătite în prealabil prin cromatare sau fosfatare, cu vopsele corespunzătoare mediului în care acestea se utilizează. În cazul emailurilor cu uscare la cuptor trebuie avut grijă ca temperatura de uscare să nu provoace deformarea pieselor [4].

Cromatarea aliajelor de zinc poate constitui ea însăși o protecție anticorozivă, în cazul în care acestea nu sînt exploatate în condiții climatice grele (expuse acțiunii directe a umidității sau în atmosferă impurificată) [5]. În ceea ce privește acoperirea galvanică a aliajelor de zinc, în diferite țări se utilizează diverse sisteme de acoperiri galvanice, acestea fiind în funcție de experiența dobîndită de fiecare și de condițiile în care se utilizează produsele respective. Astfel, pentru scopuri decorative, se recomandă nichelarea directă sau cromarea directă [6], [7].

În scop decorativ și protector se recomandă sistemul cupru-nichel lucios-crom, la care se poate face înainte de cuprare o acoperire galvanică cu zinc [8], pentru a mări aderența cuprului și pentru acoperirea defectelor de suprafață.

Îmbunătățirea apreciabilă a protecției anticorosive, realizată cu sistemul cupru-nichel-crom se obține prin aplicarea unor straturi de nichel duplex sau triplex [9], [10] sau prin aplicarea nichelului semilucios, deoarece s-a constatat că protecția anticorosivă conferită de nichelul lucios este inferioară celei realizate de nichelul mat sau semilucios [8].

Îmbunătățirea protecției anticorosive este asigurată de sistemul cupru-nichel-crom aliajelor de zinc care se bazează pe mărirea grosimii stratului de nichel, deoarece creșterea grosimii stratului de cupru nu îmbunătățește esențial rezistenţa la coroziune [10], [11], [12]. De asemenea, în multe norme — de exemplu UNI [13], ASTM [14] — se indică pentru protecţia aliajelor de zinc acoperiri Cu-Ni-Cr la care cuprul are o grosime de 5—8 µm, iar grosimea nichelului creşte de la 8—12 µm la 22—35 µm, în funcţie de agresivitatea atmosferei.

Acoperirea galvanică a aliajelor de zinc este o operaţie dificilă, care necesită măsuri suplimentare privind pregătirea suprafeţei, compoziţia şi regimul de lucru al băilor de electroliţi.

Astfel, pentru pregătirea suprafeţei trebuie avut în vedere ca la pregătirea mecanică [8], polizarea mecanică să nu ducă la îndepărtarea completă a crustei de turnare; materialele utilizate la polisare să fie îndepărtate imediat de pe suprafaţa metalică.

La degresarea alcalină (chimică sau electrolitică) [2], [15], trebuie să se utilizeze soluţii slab alcaline cu pH = 9,5 şi care să nu conţină hidroxid de sodiu; în plus, trebuie să se evite prelungirea contactului cu soluţia alcalină de degresare.

La decapare acidă [15] este necesar să se utilizeze soluţii diluate de acizi şi să se evite degajarea intensă de gaze, prin menţinerea piesei în soluţie numai pînă începe dezvoltarea bulelor de gaz.

După alte date din literatură, se recomandă ca degresarea electrolitică alcalină să se facă anodic, în soluţii cu o anumită compoziţie; filonul anodic ce se formează se îndepărtează apoi prin tratare cu soluţii de acizi diluaţi. Prin acest procedeu se obţin depuneri galvanice lucioase, aderente şi cu tendinţă redusă la băşicare [10].

De asemenea, se recomandă ca la acoperirea galvanică a aliajelor de zinc să se respecte cu stricteţe condiţiile de lucru (temperatură, densitate de curent, compoziţia electrolitului etc.). Nerespectarea acestor factori duce la obţinerea unor depuneri poroase, neaderente, cu băşici etc.

În cadrul studiilor efectuate s-a urmărit eficacitatea protecţiei conferită aliajelor de zinc de acoperirea complexă cu cupru-nichel-crom la diverse variante de grosimi, menţinîndu-se constantă grosimea stratului de cupru şi variind grosimea stratului de nichel.

La alegerea grosimilor s-a ţinut seamă (tabela 1) de indicaţiile din literatura de specialitate, de normele şi de standardele cunoscute pe plan mondial [13], [14], [17], [18], [19].

S-au experimentat următoarele variante de protecţie:

Cu 6 µm Ni 12 µm Cr 0,5 µm;
Cu 12 µm Ni 24 µm Cr 0,5 µm;
Cu 12 µm Ni 30 µm Cr 0,5 µm.

Tabela 1

Denumirea normei	Condiţii de exploatare	Grosimi, µm		
		cupru	nichel	crom
Recomandări ISO	Condiţii blînde	8	8	0,5
	Condiţii moderate	8	15	0,5
	Condiţii severe	8	25	0,5
	Condiţii foarte severe	8	35	0,5
UNI 4235	Interior necorosiv	5	12	0,5
	Interior atmosferă corosivă	5	17	0,5
	Exterior	5	22	0,5
ASTM—B 142—62	Condiţii uşoare	5	8	0,5
	Condiţii moderate	5	13	0,5
	Condiţii grele	5	25	0,5
TGL 9221	Încăperi închise	6	6	0,2
	Încăperi deschise şi sub cerul liber	12	12	0,3
	Încăperi închise şi deschise şi sub cerul liber, cu condiţii suplimentare (praf, bacterii, termite etc.)	24 24	12 sau 24	0,2 0,3
STAS 6705—63	Condiţii uşoare	6	6	0,5
	Condiţii mijlocii	12	12	0,5
	Condiţii grele	24	12	0,5
	Condiţii foarte grele	30	12	0,5

Epruvetele au fost turnate din aliajul $ZTAl_4$ şi au avut dimensiunile 85 × 60 × 3 mm. Compoziţia aliajului $ZTAl_4$ conform STAS 6925—64[20] este următoarea: Al 3,5—4,3%; Cu 0%; Mg 0,03—0,06%; Zn rest.

Procesul tehnologic după care s-a realizat acoperirea electrochimică este prezentat în tabela 2.

Verificarea iniţială a acoperirilor de protecţie s-a făcut din punctul de vedere al: grosimii

Tabela 2

Nr. crt.	Operaţia	Compoziţia soluţiei	Regimul de lucru				
			Temp. °C	Dens. de curent A/dm^2		Tens. V	Timp. S
				cu agitare	fără agitare		
1	Degresare în solvenţi organici	Benzină	—	—	—	—	—
2	Uscare în rumeguş	—	—	—	—	—	—
3	Degresare alcalină	Carbonat de sodiu 10g/l Fosfat trisodic 20 g/l Silicat de sodiu 20 g/l	80—95	—	—	—	30—60
4	Spălare în apă caldă	—	80—95	—	—	—	—
5	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
6	Decapare	H_2SO_4 (d=1,84) 10 g/l	—	—	—	—	2—6
7	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
8	Neutralizare	Na_2CO_3 10. g/l,	20—25	—	—	—	2—6
9	Cuprare alcalină	Cianură de cupru 27 g/l Cianură de sodiu 34 g/l Carbonat de sodiu 30 g/l Tartrat dublu de sodiu şi potasiu 60 g/l	25—50	2,5	—	—	—
10	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
11	Decapare intermediară	Acid sulfuric 10 g/l (d=1,84)	20—25	—	—	—	—
12	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
13	Nichelare	Sulfat de nichel 250—300 g/l Acid boric 40 g/l Clorură de sodiu 25 g/l Sulfat de magneziu 10—15 g/l Zaharină acidă 3—5 g/l Furfurol 0,1—0,5 g/l	40—50	4	—	4—5	—
14	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
15	Spălare în apă caldă	—	80—95	—	—	—	—
16	Uscare în aer cald	—	60—70	—	—	—	—
17	Lustruire mecanică	—	—	—	—	—	—
18	Degresare în solvenţi organici	benzină	—	—	—	—	—
19	Spălare în apă caldă	—	80—95	—	—	—	—
20	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
21	Cromare	Anhidridă cromică 400 g/l Acid sulfuric c.p. 4 g/l	35—50	—	10—20	4—6	—
22	Spălare în apă rece	—	—	—	—	—	—
23	Spălare în apă caldă	—	80—95	—	—	—	—
24	Uscare în aer cald	—	60—70	—	—	—	—

Observaţii:

Timpul de menţinere în băile electrolitice (t) s-a calculat din formula:

$$t = \frac{60 \cdot d \cdot \gamma}{K \cdot D_C \cdot \eta_C} \text{ (minute) în care:}$$

d reprezintă grosimea depunerii ($u\ m$): γ = greutatea specifică a metalului ce se depune, g^{2}f/cm^3: K = echivalentul electrochimic al metalului ce se depune g/A x h; D_C = densitatea de curent, η_C = randament curent, %.

— STAS 6854—63 [21]; aderenţei — STAS 7293—65 [22]; porozităţii — STAS 6973—64 [23].

Aderenţa acoperirilor a fost bună.

Porozitatea acoperirilor de cupru-nichel-crom a fost de : 18 pori/dm ^{2} pentru grosimea de 18 μm, 6 pori/dm ^{2} pentru grosimea de 36 μm şi de 4 pori/dm ^{2} pentru grosimea de 42 μm.

În scopul stabilirii eficacităţii protecţiei conferită aliajelor de zinc de către acoperirea de cupru-nichel-crom, epruvetele au fost expuse în climat natural şi la încercări accelerate de coroziune în laborator.

Astfel, în laborator, epruvetele protejate în cele trei variante de acoperire cupru-nichel-

Tabela 3

Mediul de încercare	Durata. cicluri	Felul degradării, %		
		Aliajul ZTAl protejat prin acoperire galvanică la grosimile :		
		18 µm	36 µm	42 µm
		Varianta 1 Cu 6 Ni Cr 0,5, µm	Varianta 2 Cu 12 Ni_{24} Cr 0,5, µm	Varianta 3 Cu 12 Ni 30 Cr 0.5 µm
Cald umed	7	Nici o modificare	Nici o modificare	Nici o modificare
	14	,,	,,	,,
	21	,,	,,	,,
	36	,,	,,	,,
	56	,,	,,	,,
	70	M+P 20	,,	,,
	90	M+P 25	,,	,,
	160	CB−15	CB 10	CB 5
Ceață salină	2	Nici o modificare	Nici o modificare	Nici o modificare
	7	,,	,,	,,
	10	,,	,,	,,
	14	,,	,,	,,
	21	,,	,,	,,
	36	,,	,,	,,
	48	,,	,,	,,
	60	,,	,,	,,
	72	M5−10	,,	,,
	96	CB−5	CB 1−3	CB−1
Corrodkote	1	P	P	P
	2	P	P	P
	3	CB 30	P	P
	4	CB 70	CB 8	CB 5

M — mătuire;
P — pătare;
C_B — coroziunea metalului de bază

Tabela 4

Locul de încercare	Durata, zile	Felul degradării, % Aliajul $ZTAl_4$ protejat prin acoperirea galvanică la grosimile		
		18 µm	36 µm	42 µm
		Varianta 1 Cu 6 Ni 12 Cr 0,5	Varianta 2 Cu 12 Ni 24 Cr 0,5	Varianta 3 Cu 12 Ni 30 Cr 0,5
exterior	60	Nici o modific.	Nici o modific.	Nici o modific.
	90	,,	,,	,,
Ágigea — jaluzele	60	Nici o modific.	Nici o modific.	Nici o modific.
	90	,,	,,	,,
cabană	60	Nici o modific.	Nici o modific.	Nici o modific.
	90	,,	,,	,,
Fundulea	30	Nici o modific.	Nici o modific.	Nici o modific.
	90	,,	,,	,,
Baia-Sprie	40	Nici o modific.	Nici o modific.	Nici o modific.
	100	,,	,,	,,
Terasa ICPE	36	,,	,,	,,

crom au fost supuse următoarelor încercări de coroziune :

— la acţiunea ceţii saline — STAS 6745—63 [24];

—la acţiunea căldurii umede—STAS 6744—63 [25];

— Corrodkote — conform normei climatice NC 32—1, elaborată de ICPE [26].

Primele două încercări sînt încercări uzuale pentru determinarea rezistenţei la coroziune a materialelor ce urmează a fi exploatate în condiţii de mediu tropical, iar încercarea Corrodkote este o metodă rapidă de determinare comparativă a rezistenţei la coroziune a diferitelor materiale şi protecţii.

Pentru a studia comportarea în diferite condiţii climatice, epruvetele s-au expus în climat natural şi anume în :microclimat maritim, la staţia experimentală ICPE de la Agigea ; microclimat rural, la staţia ICPE de la Fundulea; microclimat subteran, la staţia ICPE situată în mina de la Baia Sprie (orizont 11).

Evaluarea coroziunii s-a făcut vizual, urmărindu-se periodic principalele fenomene de degradare şi anume : schimbarea aspectului (întunecare, pătare, pierderea luciului, băşicare etc); apariţia şi dezvoltarea produselor de coroziune ale acoperirii şi ale metalului de bază.

Observaţiile asupra comportării epruvetelor acoperite galvanic, expuse la încercări în climat natural şi la încercări de laborator, sînt prezentate în tabelele 3 (în laborator) şi 4 (în mediu natural).

Din datele prezentate în tabelele 3 şi 4 rezultă că protecţia anticorosivă a zamacului realizată cu acoperirea complexă cupru-nichel-crom, creşte cu creşterea grosimii totale de strat.

Se mai observă că creşterea grosimii stratului de nichel îmbunătăţeşte în mare măsură calităţile protectoare ale acoperirii cupru-nichel-crom şi că aliajele de zinc protejate cu acoperirea complexă cupru-nichel-crom, la variantele de grosimi studiate, pot fi utilizate în climate cu agresivitate mare.

Se menţionează că au fost efectuate încercări în laborator şi în microclimate naturale cu epruvete protejate cu acoperirea complexă Cu-Ni-Cr în care la aceeaşi grosime totală de strat — ca cele considerate în prezentul articol — s-a variat grosimea stratului de cupru. S-a constatat că la grosimi egale de strat, creşterea grosimii stratului de nichel a dus — comparativ cu creşterea grosimii stratului de cupru — la rezultate superioare în ceea ce priveşte protecţia anticorosivă conferită metalului de bază.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lester, Spencer.* Finishing zinc base die coating (Protecţia aliajelor de zinc turnate). În : Metal Finishing, nov 1958, p. 58.

[2] Corrosion — Edited by L. L. Shreir, vol. I. Corrosion of metals and alloys (Coroziunea metalelor şi aliajelor).

[3] *Hagymaş, Th.* ş.a. Coroziunea şi protecţia metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[4] *Lester, Spencer.* Finishing zinc base die coatings (Protecţia aliajelor de zinc turnate). În : Metal Finishing, dec 1958, p. 56.

[5] *Wolf, W.* Das Tropenverhalten von Feinzinklegierungen (Comportarea la tropice a aliajelor fine de zinc). În : Metall, 9, 15/16, aug 1965, p. 655.

[6] Direct plating of die coatings (Acoperirea electrolitică directă a aliajelor turnate). În : Electroplating, 14, nr. 10, oct 1961, p. 357.

[7] *Dufils , M.* şi *Tournier, R.* Guide de protection des matériaux. Année technique de l'Anticorrosion (Ghid de protecţia materialelor. An tehnic de anticoroziune). Paris, Synthése éditeur, 1965.

[8] *Richter, M.* Le traitement du zamak (Tratamentul zamacului). În : Galvano, La surface métallique, 29, nr. 285, oct 1960, p. 577.

[9] *Chadwick, J.* Experiences in the decorative plating of zinc alloy die coating components (Experienţe în acoperirea decorativă a produselor din aliaje de zinc turnate). În : Electroplating 13, nr. 7, iul 1960, p. 239—245.

[10] *Kulenberg, B. J.* Improved Plating Treatment of zinc die castings (Îmbunătăţirea tratamentului de acoperire galvanică a aliajelor de zinc turnate). În : Galvanotechnik, 52, iul 1961, p. 285.

[11] Plating of die castings (Acoperirea galvanică a aliajelor turnate). În : Electroplating, Anglia, 12, nr. 7, iul 1959.

[12] *Osman I. Mones* ş.a. Influencing the corrosion resistance of decorative plating (Creşterea rezistenţei la coroziune a acoperirilor galvanice decorative). În : Metal Finishing, Anglia, nr. 8, aug 1960, p. 36.

[13] UNI 4255. Trattamenti superficiali dei materiali metalici. Caracteristiche, classificazione e prove dei rivestimenti electrolitici di rame-nichel-cromo su leghe di zinco (Tratamente superficiale ale materialelor metalice. Caracteristici, clasificare şi încercarea acoperirilor electrolitice de cupru-nichel-crom pe aliaje de zinc).

[14] ASTM B142—62. Electrodepozited coatings of nichel and cromium on zinc and zinc based alloys (Acoperiri galvanice de nichel şi crom pe zinc şi aliaje de zinc).

[15] *Roggendorf, W.* Die Galvanisierung von Zinkdruckguss oder Spritzguss in Deutschland und in U.S.A. (Galvanizarea pieselor din zinc turnate sub presiune sau injecţie în Germania sau S.U.A.). În : Galvanotechnik 50, nr. 2, febr 1959, p. 71—76.

[16] *Fery, S. S.* şi *Lux, G. A.* Creation of anodic films in the cleaning of zinc die coatings (Producerea de filme anodice în procesul de curăţire a aliajelor de zinc turnate). În : Plating, nr. 12, dec 1965, p. 1 273—1 279.

[17] STAS 6705—63. Acoperiri metalice. Acoperiri electrochimice de nichel şi crom depuse într-unul sau mai multe straturi. Condiţii tehnice.

[18] TGL 9221—1963. Galvanisch-metallische Überzüge, Schichtdicken (Acoperiri metalice galvanice , Grosimi de strat).

[19] *Morrissel, P.* La normalisation française et internationale des revêtements métalliques et traitements de surface des métaux (Normalizarea franceză şi internaţională a acoperirilor metalice şi tratamentelor de suprafaţă ale metalelor). În : L'Usine Nouvelle, No. de Printemps 1966, p. 189.

[20] STAS 6925—64. Aliaje de zinc fin, turnate în blocuri şi piese.

[21] STAS 6854—63. Acoperiri metalice electrochimice. Determinarea grosimii stratului prin metoda cu picături.

[22] STAS 7293—65. Acoperiri metalice. Determinarea aderenţei.

[23] STAS 6973—64. Acoperiri metalice. Verificarea porozităţii pe zinc şi aliaje de zinc.

[24] STAS 6745—63. Protecţia climatică. Încercarea la acţiunea ceţii saline.

[25] STAS 6744—63. Protecţia climatică. Încercarea la acţiunea căldurii umede.

[26] NC 32—1. Încercări la coroziune. Metoda Corrodkote.

Documentare

Industria pentru armături. Saale-R.D.G.

Industria pentru armături în Republica Democrată Germană este o ramură industrială productivă cu o tradiţie de peste 120 de ani în dezvoltarea şi fabricarea de armături. Cele mai însemnate întreprinderi fac parte din uniunea întreprinderilor de stat pentru armături şi utilaje hidraulice „Vereinigung Volkseigener Betriebe Armaturen und Hydraulik" avînd o influenţă hotărîtoare asupra dezvoltării produselor de mare capacitate la 127 de producători de armături.

Asocierea întreprinderilor pentru fabricarea de armături într-o singură ramură industrială oferă beneficiarului avantaje decisive ca de pildă :

— capacitate maximă ;
— utilaje complete pentru instalaţii şi înzestrări pentru toate ramurile industriale ;
— cheltuieli minime pentru beneficiar ;
— toate armăturile de aceeaşi fabricaţie.

Programul de fabricaţie a ramurii industriale pentru armături cuprinde :

— armături pentru centrale termice şi centrale nucleare ;
— armături universale şi speciale pentru chimie ;
— armături pentru ţiţei şi gaze naturale ;
— armături pentru gospodărirea apelor ;
— armături pentru instalaţii metalurgice ;
— armături pentru construcţii navale ;
— armături mici pentru apă, aburi şi gaze ;
— armături sanitare ;
— armături pentru industria alimentară.

Armăturile sînt din punct de vedere tehnic de calitate superioară şi oferă o siguranţă maximă. Armăturile individuale ca şi armăturile încorporate în instalaţii complete au fost exportate pînă în prezent în mai mult de 30 de ţări.

Armăturile sînt concepute pentru mecanizarea şi automatizarea instalaţiilor industriale complete.

Din asociaţia ramurii industriale face parte Institutul pentru armături, a cărui sarcină este necontenita dezvoltare a produselor. Astfel se garantează beneficiarului produse corespunzătoare tehnicii de nivel mondial.

Concepţia chibzuită a pieselor componente permite adaptarea lor optimală la condiţiile existente în întreprindere, ceea ce corespunde tendinţei generale de automatizare. Construcţia lor permite proiectanţilor alegerea şi aplicarea mecanismelor de reglare şi de manevrare fără vreo modificare şi în cazul altor nevoi de utilizare. La aceasta contribuie şi o standardizare corespunzătoare a întregului program de producţie.

S.M.M

Utilaje hidraulice standardizate din subansambluri tipizate de înaltă precizie. VEB Armaturen und Hydraulik Halle/Saale — R.D.G.

Folosirea utilajelor hidraulice pentru mecanizarea şi automatizarea precum şi pentru comanda şi reglarea proceselor de lucru a devenit aproape în toate ramurile industriale un fapt firesc.

În Republica Democrată Germană s-a ţinut seamă de însemnătatea mare a utilizării hidraulicii centralizîndu-se cercetarea şi dezvoltarea ei. Astfel în Institutul pentru hidraulică s-a dezvoltat standardizarea din subansambluri tipizate şi utilizabile universal în toate ramurile industriale.

Această asamblare din piese tipizate se aplică în întreprinderile producătoare sub marca de fabricaţie „ORST Ahydraulik" în conformitate cu standardul de stat (TGL). Standardizarea utilajelor favorizează posibilităţile de livrare şi stocarea pieselor de schimb de către beneficiar. Întreprinderile producătoare sînt unite sub denumirea Vereinigung Volkseigener Betriebe (VVB) Armaturen und Hydraulik. Se dispune de un serviciu bine organizat care primeşte îndrumările economice şi tehnice atît de la VEB Industrievertrieb ORST Ahydraulik Leipzig, cît şi de la Institutul pentru hidraulică.

La acest institut un colectiv de oameni de ştiinţă şi de specialişti cu experienţă lucrează consecvent asupra inovaţiilor şi asupra perfecţionării necontenite a produselor industriale hidraulice.

Institutului pentru hidraulică şi întreprinderilor producătoare le stau la dispoziţie laboratoare cu utilaje moderne precum şi bancuri de probă, instalaţii de încercare.

Datorită gradului înalt de standardizare a utilajelor hidraulice din subansambluri tipizate şi a utilităţii lor universale, rezultă pentru producţie un număr mare de bucăţi fabricate pentru fiecare element constructiv. Acest fapt permite aplicarea procedeurilor de fabricare de mare productivitate, astfel încît utilajele hidraulice standardizate şi instalaţiile hidraulice ajung în exploatare în condiţii economice foarte favorabile.

Utilajele hidraulice standardizate din subansambluri tipizate realizate în R.D.G. şi puse în fabricaţie se clasifică după cum urmează :

— agregate pentru transportul şi conservarea lichidelor sub presiune (de exemplu, pompe, motoare cu cilindri rotitori, cilindri hidraulici de acţionare etc.) ;

— robinete hidraulice (robinete cu mai multe căi, robinete de închidere, robinete de trecere şi de presiune) ;

— utilaj hidraulic (rezervoare pentru ţiţei, acumulatoare de presiune, filtre, articulaţii tubulare etc.).

O deosebită atenţie s-a acordat producţiei utilajelor electrohidraulice şi servomecanismelor, care sînt de foarte mare însemnătate pentru mecanizare şi automatizare.

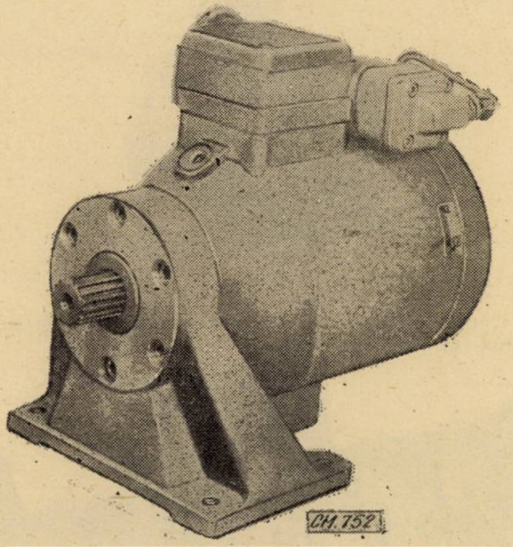


Fig. 1

Întregul bloc de piese tipizate se compune din serii de tipuri etajate geometric cu parametrii principali şi secundari etajaţi geometric.

În figura 1 se arată o pompă axială cu piston care se produce în două tipuri : pentru presiune de 160 kgf/cm ^{2}, cu debit de la 6,3 la 630 l/min ; şi de 320 kgf/cm^2, cu debit de la 10 la 250 l/min. Turaţiile nominale sînt între 950 şi 1 450 rot/min. Durata de serviciu este de 5 000 ore. Greutatea pompelor depinde de mărimea lor, de pildă pompa de 160 kgf/cm² şi 40 l/min are 16 kg, iar aceea de 160 kgf/cm² şi 250 l/min are 85 kg.

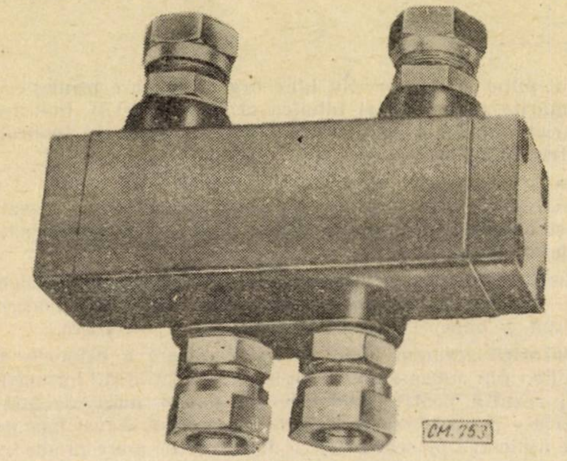


Fig. 2

În figura 2 se arată un tip de ventil distribuitor care se produce pentru presiuni de 160 şi 320 kgf/cm², iar în figura 3 un ventil cu acţionare electrostatică, pentru presiuni de 16 pînă la 250 kgf/cm².

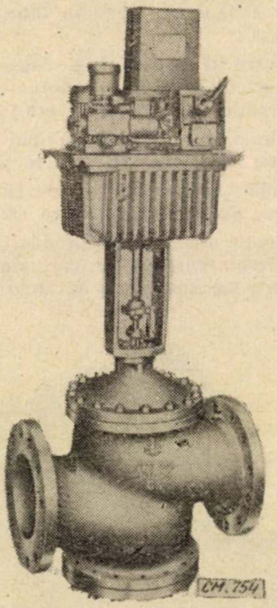


Fig. 3

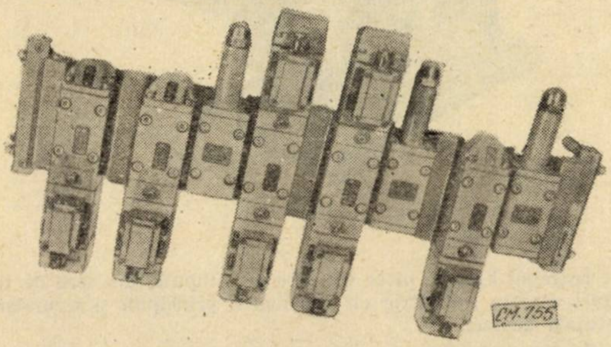


Fig. 4

Pentru acţionarea liniilor automate, a maşinilor-unelte, a maşinilor de ridicat şi altele, se produc ventilele de acţionare arătate în figura 4.

S.M.M.

Supraalimentare prin impulsuri la motoare diesel în doi timpi. G. Zehnder. În: Gas and Oil Power, Jan 1969.

Motoarele diesel cu ciclul în doi timpi şi cu 6, 9 sau 12 cilindri sînt în special potrivite pentru a fi adaptate la supraalimentare prin metoda impulsurilor (pulse-converter).

În adevăr, aceste motoare permit combinarea evacuărilor a cîte trei cilindri într-un colector comun de intrare în turbină, ceea ce introduce două mari avantaje. În primul rînd, admisia continuă la turbină elimină o serie de pierderi gazodinamice şi conduce la un randament mai înalt al turbinei. În al doilea rînd, suprapunerea perioadelor de evacuare reduce pierderile umplerii şi provoacă un efect suplimentar de umplere la finele fazei de baleiaj.

Unul dintre principalele obiecte de studii referitoare la motorul în doi timpi este acela de a stabili posibilitatea combinării colectoarelor de evacuare a cîte patru cilindri pentru a forma o singură intrare în turbină.

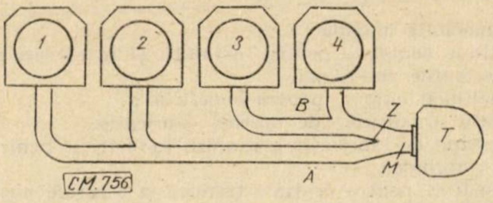


Fig. 1

La stabilirea schemei generale a supraalimentării trebuie avută în vedere necesitatea de a evita poziţionarea grupului turbosuflantă mult în afara gabaritului motorului.

Rezultă că, pentru a monta grupul (T) la unul dintre capetele motorului (fig. 1) este necesară scurtarea severă a conductei de amestec M. Aceeaşi problemă se pune în cazul montării laterale (fig. 2) a grupului faţă de motor.

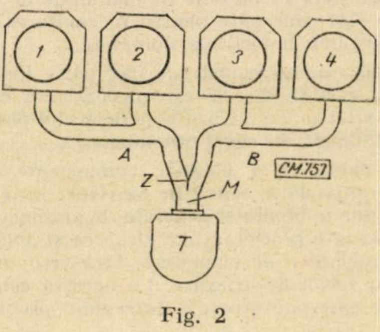


Fig. 2

Schemele din figurile 1 şi 2 sînt protrivite pentru ordinea de aprindere 1—4—2—3, în timp ce, de exemplu, ordinea 1—3—4—2 pretinde schema ca în figura 3. Această schemă are însă un dezavantaj: conducta lungă dintre cilindrii 1 şi 4 trebuie să fie parcursă de unde de presiune. Pentru a reduce pierderile trebuie deci ca conductele cilindrilor îndepăr-

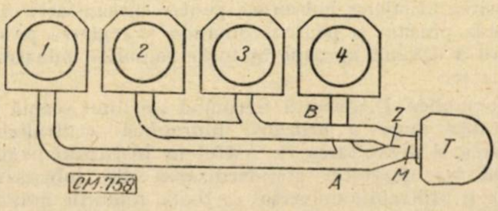


Fig. 3

tați să fie combinate prin intermediul unor convertizoare separate de impulsuri, ceea ce permite evitarea legăturilor uzuale care au drept scop creșterea energiei disponibile la turbină. În plus, se pot amortiza toate undele de interferență.

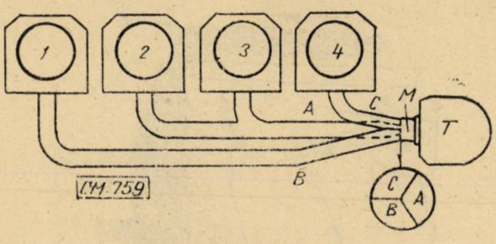


Fig. 4

Această ultimă soluție este ilustrată în figura 4, pentrn un motor cu ciclul în 4 timpi, avînd ordinea de aprindere 1—3—4—2.

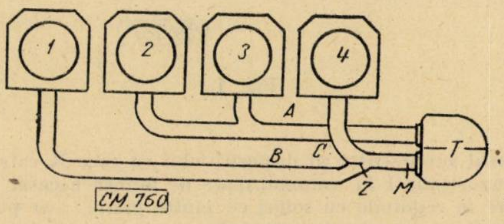


Fig. 5

Schema din figura 5, cu două intrări separate la turbină, evită combinarea conductelor de evacuare ale cilindrilor cu interval de aprindere de numai 90⁰ și utilizează convertizorul de impulsuri ca singurul mijloc posibil de a reduce pierderile de umplere.

S.M.M.

Concasor de automobile. În : Le tracteur et la machine agricole, nr. 4, 1969.

În S.U.A. s-a realizat o mașină gigantică destinată pentru a preface automobilele casate în mii de bucăți și, în consecință, să dispară cimitirele de automobile care au un aspect urît.

O bandă transportoare conduce cîte 60 de automobile casate pe oră în gura acestei mașini, înaltă cît o clădire cu șase etaje. Automobilele sînt presate, zdrobite, tăiate și reduse la bucăți metalice mai mici decît pumnul, care se folosesc apoi la fabricarea oțelului.

După intrarea lor în mașină, automobilele casate sînt supuse loviturilor puternice a cincizeci de ciocane. Fiecare ciocan cîntărește 385 kgf și este acționat electric, avînd o viteză de lucru de 300 m/s. Sfărîmăturile care trec prin găurile camerei ciocanelor cad pe un tambur magnetic pe care materialele neferoase (sticlă, cauciuc, materiale plastice, textile, cupru, email etc.) sînt eliminate astfel că fragmentele metalice recuperate conțin 99% oțel. Aceasta are o importanță deosebită pentru practică.

Mașina are o capacitate de trei pînă la șase ori mai mare decît alte mașini de acest gen și costă 1,5 milioane de dolari.

I.U.

Tractorul T-40 cu motor cu turație mărită. În : Tehnika i selskom hozeaistve, nr. 11, 1968.

Tractorul T-40 dotat cu motor D-37 M, de 40 CP și turația de 1 600 rot/min, la executarea unui număr mare de operații agricole, se deplasează cu o viteză ce nu depășește 7—8 km/h. Numai la unele lucrări, care nu implică efort mare, se deplasează cu viteza de 9 km/h.

În urma creșterii turației de regim a motorului D-37 M la 1 800 rot/min, s-a mărit puterea acestuia la 50 CP.

Pentru a asigura funcționarea normală a acestor motoare la turația de regim sporită, s-au efectuat și unele modificări constructive la piston, la sistemul de ventilație pentru ridicarea capacității de ventilare cu 15%, s-au mărit dimensiunile filtrului de aer etc.

Încercările făcute au arătat că consumul specific și orar nu se mărește mai mult de 3—4%, pe cînd puterea motorului crește cu 22—25%. Tractoarele dotate cu noile motoare pot dezvolta viteze mărite cu 1,2—1,7 km/h, pot lucra cu aceleași mașini agricole, au același coeficient de patinare, în schimb productivitatea lor crește cu 15,8—17,6%.

O.M.

Plugurile ,,Stenomat" pentru terenurile pietroase. În ,,Farm Implement and Machinery Review" nr. 10/1050, 1968.

Firma Bamfords Ltd. Uttoxeter Staffs a produs în gama de utilaje Kvernelands plugurile ,,Stenomat" purtate și semipurtate.

Aceste pluguri mențin în construcția lor elementele cu secțiune tubulară a plugurilor din seriile 622 și 725 și prezintă noutatea unui mecanism de siguranță care permite aratul la mare viteză în terenurile pietroase.

Dispozitivul de decuplare constă dintr-o foaie lată de arc articulată la suportul vertical deasupra fiecărei trupițe. Cînd brăzdarul întîlnește un obstacol, arcul se curbează și ridică grindeiul, brăzdarul și antetrupița.

Imediat ce obstacolul a fost sărit, trupița revine în poziția de lucru, un mecanism de reașezare asigurînd împingerea brăzdarului sub brazdă.

Pentru această operațiune nu este necesară nici oprirea și nici inversarea.

Construcția arcului este astfel concepută încît presiunea cea mai mare se exercită atunci cînd plugul este în poziție orizontală, adică în timpul lucrului.

Dacă la alte tipuri de utilaje din gama Bamford Kvernelands fiecare trupiță poate fi basculată cînd nu lucrează, la plugurile Stenomat resortul fiind destins, trupița basculează în sus și se blochează cu un bolț cînd distanța dintre fundul brazdei și vîrful ridicat al brăzdarului este de 18".

Se mai pot atașa utilaje ca : antetrupițe pentru îngrășăminte, utilaje purtate lateral pe bare de antrenare a mașinii (pentru asamblare și așezare corectă față de ecartamentul tractorului) și o roată din spate a cărei folosire se recomandă pentru plugurile purtate cu 4 și 5 brăzdare în vederea obținerii unei presiuni corecte pe articulația superioară.

O.M.

Semănătoarea 3-D produsă de ,,Plant Protection". În : ,,Farm Implement and Machinery Review" nr. 10, oct 1968.

Semănătoarea 3-D a fost proiectată pentru a semăna direct în solul necultivat după tratamentul cu soluție Gramoxone ; este produsă de John Darayshire & Co. Ltd. Samerotes, Derby.

Semănătoarea 3-D se distinge prin existența unor cuțite-disc triple care pot tăia pămîntul foarte tare, solurile uscate și miriștea cu urme bătătorite puternic, depunînd semințele la o adîncime uniformă, cu minimum de răscolire a solului.

Semănătoarea este dotată cu 15 cuțite reglabile, așezate la intervale uniforme de 7" care constau dintr-un disc frontal cu un diametru mic, făcînd o urmă îngustă în sol, și o pereche de discuri cu diametrul mai mare, a căror funcție este de a deschide brazde în vederea introducerii semințelor și a îngrășămîntului. În mod normal discul din față se reglează la circa 1/2 in mai jos decît discurile din spate, dar acest raport poate fi modificat în solurile moi sau la pregătirea patului de însămînțare, fie prin ridicarea articulației barei de tracțiune, fie prin reglarea poziției discului frontal.

Cuțitele sînt reglate prin resorturi de un cilindru hidraulic comandat de pe tractor, care prin poziția sa reglează sarcina preluată de cuțit și, prin urmare, asigură adîncimea de lucru.

În cazul tractoarelor care pot realiza reglajul presiunii cilindrul poate fi extins și ținut în oricare din pozițiile dorite, La tractoarele fără această posibilitate, există un cilindru preselector de extindere.

Cînd cilindrul hidraulic este destins, cuţitele sînt readuse pentru poziţia de transport cu ajutorul unor resorturi elicoidale puternice. În locul resorturilor se mai pot folosi şi cilindri cu dublă acţiune.

Semănătoarea este prevăzută cu un buncăr cu o capacitate de aproximativ 18 chintale, avînd un dispozitiv de reglare în vederea schimbării raportului dintre seminţe şi îngrăşămînt.

Mecanismul pentru măsurarea cantităţii de seminţe este acţionat din exterior, iar îngrăşămintele sînt alimentate cu ajutorul unor resorturi elicoidale cu sens invers de rotaţie care deplasează îngrăşămîntul de la buncăr spre conducte.

Semănătoarea este echipată cu anvelope 12,4—28 şi are nevoie pentru acţionare de un tractor de 65CP pentru o viteză de lucru pînă la 8 mile/oră.

O.M.

Aparat de spălare cu abur. În: Economie agricole nr. 10, 1968.

Este vorba de un aparat ideal pentru toate lucrările de spălare, degresare, fosfatare, dezinfectare, reîncălzire etc. Este un aparat simplu şi robust care, racordat la apă şi la reţeaua electrică de 220 V, asigură aburul necesar în timp de un minut. Capacitatea aparatului este de 380 l/h, la presiunea de pînă la 8 kgf/cm ^{2}.

Serpentina de încălzire, cu diametrul de 5/8" şi lungimea de 38 m, este din oţel-nichel-cupru. Pompa de apă este de tipul cu roţi dinţate, din oţel inoxidabil.

Aparatul este prevăzut cu două furtunuri de cîte 6 m lungime, unul pentru abur, iar celălalt pentru soluţia detergentă. Arde cu combustibil de calorifer, cu ajutorul unui injector cu aprindere automată, consumînd 5,7 l/h. Este de dimensiuni reduse ($0{,}73\times0{,}52\times1{,}02$ m) şi cîntăreşte 112 kg.

I.U.

Sortarea cartofilor cu raze *X*. În: Power Farming special Supplement, octombrie, 1968.

Una din cele mai popularizate aplicaţii ale electronicii în agricultură în ultimii ani a constituit-o separatorul de bulgări de pămînt şi cartofi cu raze X (fig. 1), care a fost realizat în vederea eliminării uneia dintre cele mai dificile operaţii ale recoltării.

În principiu, agregatul este format dintr-un generator 1, care trimite fascicule de raze X prin dispozitivul de dispersie 2, către receptorul separator 3. Din corpul separatorului apar în relief un şir de degete de nailon cu acţionare pneumatică 4, aşezate astfel încît să dirijeze orice corp care cade pe ele, pe transportorul principal de descărcare al maşinii 5. De pe banda 6 de alimentare cu reglare hidraulică a înălţimii, cartofii, pietrele şi bulgării cad în flux continuu traversînd fasciculul de raze X.

Cartofii nu au nici un efect asupra mecanismului, dar pietrele şi bulgării care trec prin fascicul provoacă coborîrea degetelor din dreptul lor, permiţînd materialului nedorit să cadă pe o bandă separată de descărcare 7.

Separatorul cu raze X a fost realizat iniţial în staţiunea din Scoţia a Institutului naţional de tehnică agricolă, şi este acum fabricat în serie.

Deocamdată separatorul se foloseşte în agregate stabile, amplasate în depozite de cartofi, dar va putea fi folosit pe scară largă pe maşinile de recoltat cartofi. În acest scop, se încearcă experimental cîteva prototipuri.

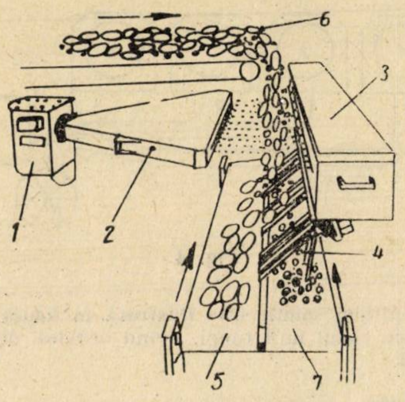


Fig. 1

Costul suplimentar al dispozitivului cu raze X este mare, dar raportîndu-l la volumul mare de muncă necesar pentru sortare în regiunile cu soluri cu multe pietre, s-ar putea să se constate un raport economic.

O.M.

Curăţarea de ulei a aşchiilor de strung. În: Maschinenwelt — — Elektrotechnik, nr. 10, 1968.

Sînt indicate în primul rînd consideraţiile, care fac recomandabilă dezuleierea aşchiilor metalice: creşterea valorii lor, recuperarea uleiurilor şi emulsiilor valoroase etc. Aşchiile sînt adunate (prin dispozitive speciale de transport) de la diferitele grupe de maşini-unelte într-un conteiner. Există dispozitive speciale, care fărîmiţează şi transportă în mod continuu şpanurile spre maşina (contrifuga) de dezuleiere, care lucrează permanent în marile ateliere automatizate. Sînt descrise toate fazele de lucru ale unei astfel de instalaţii, care — ocupînd un spaţiu foarte mic în atelier — transportă şpanurile prin tuburi metalice spre maşina de fărîmiţare, iar de aici în centrifuga de separare a uleiului. Din centrifugă uleiul, care reprezintă $8\div12\%$ din greutatea aşchiilor (şpanurile) este readus prin conducte la maşinile, în care este utilizat. Un exemplu tipic ni-l dă maşinile de frezat roţi dinţate, la care — prin regenerare — se realizează o economie de ulei de $80\div90\%$. Dacă aşchiile de la strunguri sau freze diferă mult din punctul de vedere al materialului sau al dimensiunilor, sînt utilizate mai multe grupuri de prelucrare (fărîmiţare şi curăţare de uleiu), care, datorită dimensiunilor reduse, se pot amplasa inclusiv reţeaua lor de tuburi transportoare, chiar în atelierele mecanice, pe care le deservesc.

C.Gh.

Revista revistelor

Tractorî i selhozmaşinî, nr. 5, 1969: *Kabanov, V. I.* şi *Lefarov, A. H.* — Studiul vibraţiilor transversale ale roţilor de direcţie ale tractorului; *Orlov, V. A.* — Blocarea automată a diferenţialelor de roţi ale tractoareolr; *Butov, V. I., Beşkarev, V. A.* şi *Belousov, V. N.* — Metodă de micşorare a pierderilor din turbocompresoarele radiale; *Luşciţki, Iu. V. Poliakovski, G. M.* — Cercetarea temperaturii injectoarelor pentru motoare diesel supraalimentate; *Antipov, V. V.* şi *Tarasov, V. S.* — Analiza scăpărilor de combustibil în elementele plonjoare şi căile măririi capacităţii lor de lucru; *Burtakova, V. Ia.* — Influenţa etanşării pieselor grupului cilindrului piston asupra calităţilor de pornire ale motorului D-21 M; *Kercer, B. M.* şi *Vahtel, V.* Îu. — Metode de înlăturare a ovalizării la montaj a cămăşilor de cilindru; *Lebedev, S. P.* şi *Novojilov, F. A.* — Parametri fundamentali ai schemelor raţionale de transmisii electromecanice pentru tractoare. *Donde, V. N.* şi *Barastov, L. P.* — Cercetarea proprietăţilor acustice ale cabinelor metalice şi de material plastic ale tractoarelor cu roţi din clasa 3 t; *Muraviev, A. V.* — Problemele teoriei virajului la tractoarele cu şenile de corhănit; *Surilov, V. S.* — şi *Ovcinnikov,* V. *A.* — Cercetarea rezistenţei la uzură a discurilor de plug de deşmiriştire; *Gafanovici, A. A.* şi *Kozîrev, B. N.* — Unificarea variatoarelor cu curele ale maşinilor agricole; *Meteliţa, B. Z.* — Îmbinări fără pană, cu inele conice de strîngere; Doganovski, *M. G., Riadnîh, V. V.* şi *Solodun, V. I.* — Mecanism de transmitere a vibraţiilor al împrăştietoarelor de îngrăşăminte organice; *Kusov, T. T.* — Cercetarea tobei de ridicare a combinelor pentru recoltarea cartofilor; *Brand, S. B.* — Cercetarea experimentală a organelor calibrate ale fructelor; *Cernikov, V.G.* — Cercetarea funcţionării maşinilor de cules in, cu dispozitiv rotativ de avans al capătului gros al tulpinei; *Sudit, J. M.* ş.a. — Metodică de calcul complex al duzelor împrăştietoarelor; *Dunski, V. F.* şi *Şumilov, V. A.* — Despre corectarea funcţionării maşinilor de protecţie chimică a plantelor în conformitate cu direcţia vîntului; *Liubuşko, N. I.* şi *Smakonz, G. N.* — Semănătoare-cultivator de grîne SZS-2,1; *Konstantinov, A. S.* — Complex de maşini pentru prepararea stufului, *Selkovti, E. A.* şi *Bogaev, Iu. P.* — Dispozitiv pentru măsurarea şi înregistrarea deformaţiilor statice şi uşor variabile; *Kublanov, V. L.* — Studiul preciziei de broşare a planului de separare al cuzineţilor bimetalici; *Masliaev, N. A.* şi *Şapovalianţ, A. G.* — Utilizarea noului sol PF-046; *Starikov, M. D.* — Tractoare italiene; *Greier, V.* — Maşini din RDG pentru recolţarea cartofilor.

G.Z.

Machines françaises, nr. 66, **iunie** 1969: *Bassal, J.* — Avantajele oferite de strungurile semiautomate moderne; Maşini de filetat şi strunjire prin copiere; Unităţi mecanizate pentru amborare, răzuire, frezare, găurire şi filetare; Raboteză pentru şine de cale ferată; Fabricarea cilindrilor de laminor în Brazilia; Presă automată de ştanţat cu dispozitiv de avans rapid al tablei; Maşină de extrudare; Automatizarea preselor; Fabrici franţuzeşti; A 11-a expoziţie europeană de maşini-unelte; Motoare liniare cu inducţie; *Husson, J.* — Forjarea la rece a pieselor de dimensiuni mari; Aparat laser pentru sudură; Maşină de sudare prin bombardament de electroni; Maşină ultrasonică de curăţat; *Carré, M.* — Tehnica finisării pieselor laminate şi sîrmelor; Controlul purităţii uleiului; Maşină universală de încercări; Tehnologia franceză în lume.

Belgique automobile, nr. 5, 1969: *Leleux, P.* — Evoluţia spectaculoasă a industriei japoneze de automobile; *Asselbergs, G.* — Încercări de cale pe Fiat 128; *Cornil, E.* — Alfa Romeo 1750 cu injecţie Spica, pentru export în S.U.A.; *Damiens, P.* — Soluţia ,,Sandwich'' va fi o soluţie a viitorului; Maşina de curse Firebird ,,Trans Am''; Peugeot 504 cabriolet şi coupé livrabile în Belgia; *Leleux, P.* — Două camioane grele englezeşti Atkinson puse la punct pentru Piaţa comună; Noi modele de autocamioane cu direcţie avansată şi noi instalaţii Scania în Belgia; Noi instalaţii Simca — Belgia la parcul industrial de la Nivelles; *Speyer, G.* — Despre înmatricularea şi asigurarea unui automobil de ocazie; Organizarea apropiatului Congres FISITA; Noutăţi despre automobile.

G.Z.

Cronică

Expoziţia internaţională de materiale abrazive

Între 1 şi 7 septembrie 1969 Agenţia Română de Publicitate Internaţională-PUBLICOM a organizat, la Bucureşti, prima expoziţie internaţională de materiale şi scule abrazive, la care au participat 12 firme exportatoare de astfel de materiale, din şapte ţări, şi anume: Austria, Elveţia, Franţa, Republica Democrată Germană, Republica Federală a Germaniei, Italia şi Republica Populară Ungară. Cu această ocazie, au participat şi delegaţii ale unor firme exportatoare din Anglia, Suedia şi S.U.A.

Vizitatorii expoziţiei au avut la dispoziţie un bogat material documentar, iar specialiştii în acest domeniu au avut prilejul de a face un schimb de informaţii tehnice în vederea unei colaborări comerciale.

Firmele expozante au prezentat următoarele:

— Compania italiană de abrazive-C.I.A., diferite materiale din pînză, hîrtie şi fibre abrazive aplicate pe benzi fără sfîrşit, discuri, foi pentru prelucrarea lemnului, a lacurilor şi vopselelor, a pieilor, a sticlei, a metalelor etc., pentru toate operaţiile prin procedeul uscat sau umed de debavurare, şlefuire, superfinisare a pieselor de oţel, cum şi pentru operaţiile de vernisare.

— Firma engleză CARBORUNDUM, diverse pietre de polizor, produse abrazive cu diamant, polizoare plane Rowland, maşini de rectificat ţagle, ferăstraie de tăiat în trepte şi circulare, benzi, role, discuri şi coli abrazive, discuri de contact şi perne de recul, maşini cu bandă abrazivă, maşini vibrofinisoare, utilaje de curăţare cu aer comprimat şi diverse materiale rezistente, ca: materiale izolante de etanşare şi filtrare din fibre ceramice, creuzete şi recipiente, căptuşeli pentru instalaţii de sinterizare, tuburi de recuperare, produse din carbon şi grafit, alumină presată la cald pentru aplicaţii rezistente la uzură şi altele.

— Firma suedeză FABRIKS AB EKa, S., produsele pentru şlefuire, Ekamant, cu granule abrazive dispuse vertical şi cu vîrfurile îndreptate în sus. Materialul de suport are o mare durabilitate, fiind fabricat din diferite sorturi de hîrtie rezistentă, combinaţii de fibră, ţesături în diagonală.

— Întreprinderea ungară pentru comercializarea produselor tehnice FERUNION şi GRANIT din Budapesta, o serie de aparate de şlefuit şi diferite pietre de rectificat scule abrazive, discuri de tăiat etc., fabricate din corindon normal, corindon special, corindon rubin, carbură de siliciu şi granule de diamant. Produsele expuse au fost prezentate în diferite tipuri, ca: pietre simplu vitrifiate şi de forme speciale; pietre combinate cu plastic pentru degroşare; discuri de tăiat - combinate cu plastic - cu şi fără inserţie de pînză; pietre de polizat şi discuri din fibră, discuri de tăiere şi canelare combinate cu cauciuc; scule din granule de diamant combinate cu metal şi plastic - utilizate în cele mai diferite ramuri de producţie.

— MINESOTA EUROPA S.A.- Elveţia, diferite ţesături, hîrtie, combinaţii de şlefuit pentru înnobilarea suprafeţelor de lemn, metal, material sintetic, piele, sticlă.

— NORTON — (Franţa, Germania, Anglia, Italia), o gamă de produse cuprinzînd: abrazive în granule - pietre şi abrazive aglomerate abrazive aplicate (pe hîrtie, pînze sau fibră), sau înglobate într-o reţea de fire nylon neţesute produse diamant (pietre discuri, burghie, rectificatoare); produse refractare (echipament pentru cuptoare, stîlpi, platforme) şi suporturi de catalizatori - panglici adezive.

-- SAIPA — Italia, o serie de discuri abrazive pentru toate aplicaţiile, cu liant ceramic şi liant răşinic, cum sînt discuri pentru ascuţit pentru rectificare normală şi fără vîrfuri; discuri pentru lagăre, pentru industria sticlei; discuri ranforsate cu centrul înfundat pentru unelte portative; discuri pentru tăiat marmură, piatră, granit, material refractar; discuri ceramice cu diametru redus, pentru prelucrări interioare; discuri cu liant ceramic montate pe tijă metalică; discuri flexibile pe fibră vulcanizată; segmenţi cu liant răşinic pentru discuri abrazive subţiri folosite la tăierea metalelor; pile normale şi de tip Arkansas din corindon şi carbură de siliciu şi altele.

— SIA - Elveţia, diferiţi abrazivi flexibili pentru toate industriile.

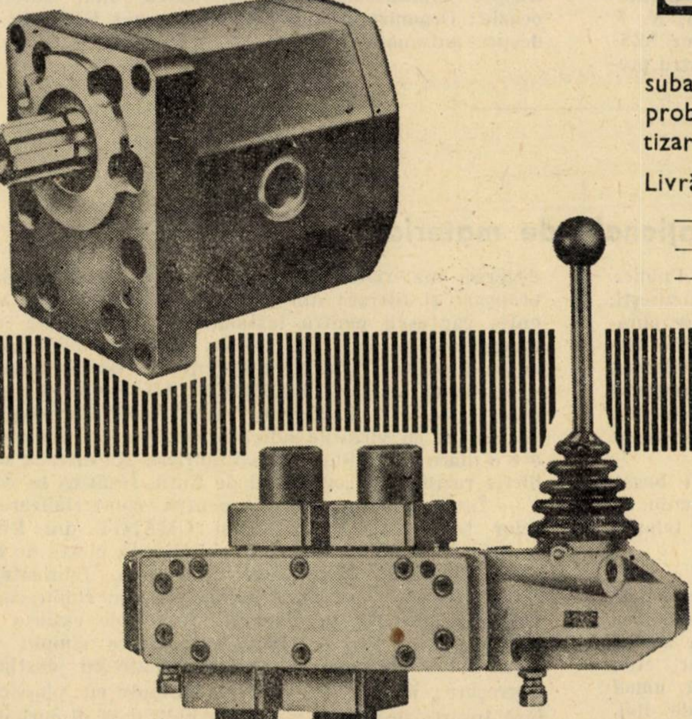
— Întreprinderea italo-elveţiană SISMA, diferite tipuri de produse abrazive aglomerate - cu lianţi minerali sau organici - cum sînt abrazivi luminoşi, de culoare care variază de la maro la roz, alb, rubiniu; abrazivi pe bază de carbură de siliciu în culori care variază de la negru la verde: abrazivi speciali (SARA, SARB, SARC, SARE), în culori care variază de la negru la verde şi maro. La acest stand atenţia vizitatorilor a fost reţinută de variatele forme în care au fost prezentate, ca de exemplu: pietre plate simple, profilate, unghiulare cu feţe neacoperite, armate, lapidare, cilindrice, discoidale, pietre montate pe suport, pentru diferite utilizări ca: rectificare plană, cilindrică exterioară-interioară, fără centru, pentru ascuţirea uneltelor tăietoare, debavurare, decapare etc.

— Firma austriacă TYROLIT, diferite discuri de şlefuit în aliaj ceramic şi răşină sintetică, discuri de eboşare şi tăiere secur, discuri pachet şi compacte, discuri de curăţat comprimate la înaltă presiune pentru oţelării, discuri de rectificare a filetelor, discuri de şlefuit diamant, pietre de honuit, pietre de polizor, pile, ştifturi de ascuţit etc.

— Au mai fost prezente la această expoziţie firmele: FELDMÜHLE — R.F.G, WANDMACHER & Co AWUKO — R.F.G. RONCORONI — Italia, care au prezentat diferite produse abrazive pentru aplicaţii în industrie. De asemenea, au fost prezente întreprinderile Wandmacher & Co AWUKO — R.F.G. şi W.M.W. — Export — Import — R.D.G., care, prin delegaţii lor au pus la dispoziţia vizitatorilor interesaţi un bogat material documentar pentru cunoaşterea parametrilor tehnici în vederea tratativelor comerciale.

Iniţiativa Agenţiei Române de Publicitate Internaţională PUBLICOM de a organiza această expoziţie este remarcabilă, deoarece este prima expoziţie de acest fel din lume, ea reprezentînd pentru participanţi, un prilej deosebit de a realiza o mai bună cunoaştere interprofesională şi totodată o colaborare reciprocă.

El. Ştefănescu



ORSTA hidraulik
+
ORSTA pneumatik

subansambluri tipizate rezolvă în mod optim problemele dv. de raţionalizare şi automatizare.

Livrăm produse de cea mai bună calitate:
— generatoare de curent comprimat;
— consumatoare de curent comprimat;
— instalaţii hidraulice-ventile şi accesorii.

Informaţii suplimentare puteţi obţine prin Ambasada Republicii Democrate Germane din Republica Socialistă România, TKB TC,
Bucureşti, Drumul Taberei,
str. Compozitorilor 30, scara 1

VVB ARMATUREN UND HYDRAULIK
DDR 402 Halle/Saale
Republica Democrată Germană

Exportator: TECHNOCOMMERZ GmbH

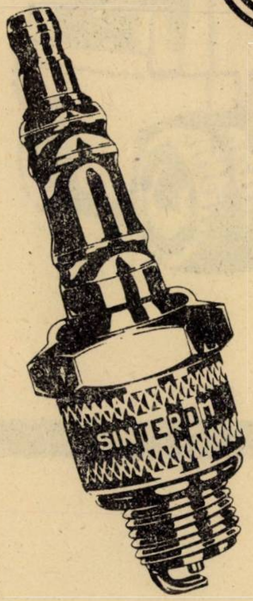
DDR 108 Berlin, Mittelstrasse 25
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

FOLOSIȚI CU ÎNCREDERE PRODUSELE CU MARCA:

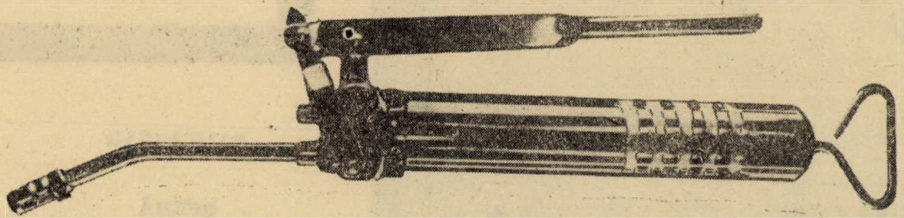
SINTEROM

Fabricate de uzina „TRIUMF"
Cluj, Str. Budai Nagy Antal nr. 122
Telefon 1.18.50 și 1.18.51
Telex 031259



- BUJII DE APRINDERE CU SCÎNTEIE
- BUJII CU FILAMENT INCANDESCENT
- POMPE DE UNGERE MANUALĂ DE DIFERITE TIPURI

Pentru informații tehnice detaliate adresați-vă uzinei, care vă poate pune la dispoziție prospecte în mod gratuit.

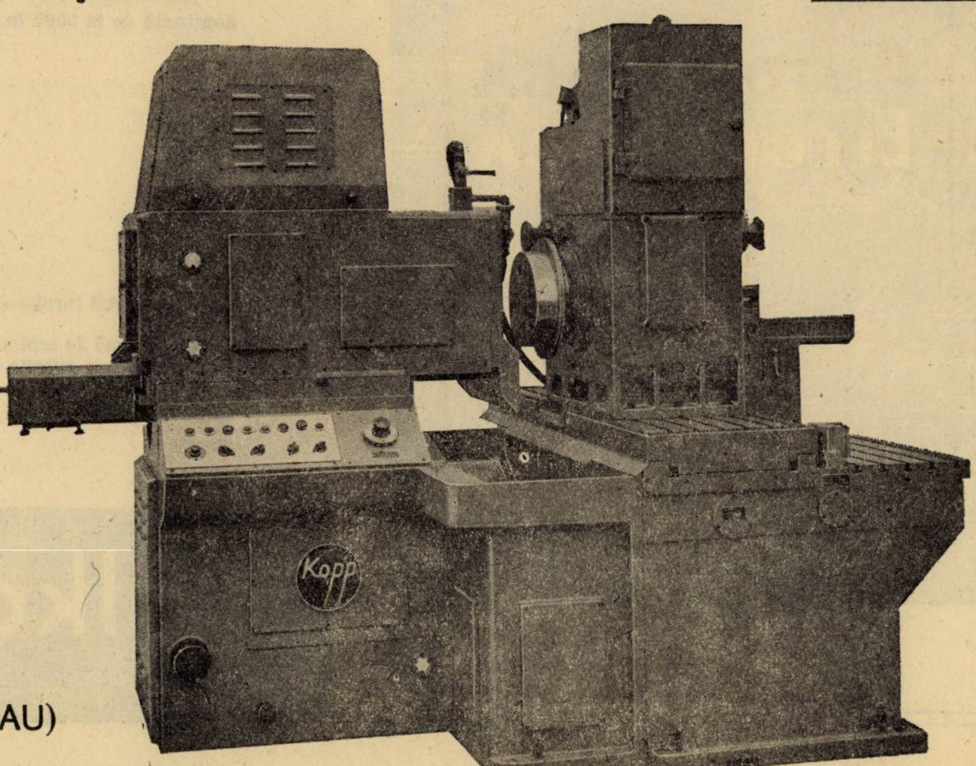


Mașină de frezat prin copiere cu masă rotativă

Model EKF

pentru curbe plane și înfășurătoare

Kopp



FRITZ KOPP
791 NEU-ULM (DONAU)

D5091

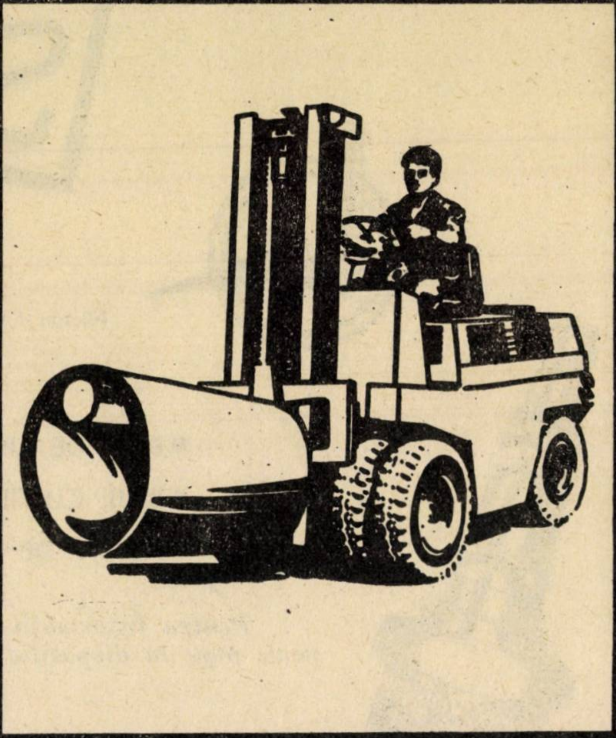
PUBLICOM

Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA



BALKANCAR

OFERĂ

transportoare termice

elevatoare cu consolă cu ridicare mare cu capacitate nominală de la 1000 la 5000 kg şi înălţime de ridicare de 4500 mm

— cu motor Diesel sau cu benzină

— cu transmisie mecanică sau hidraulică

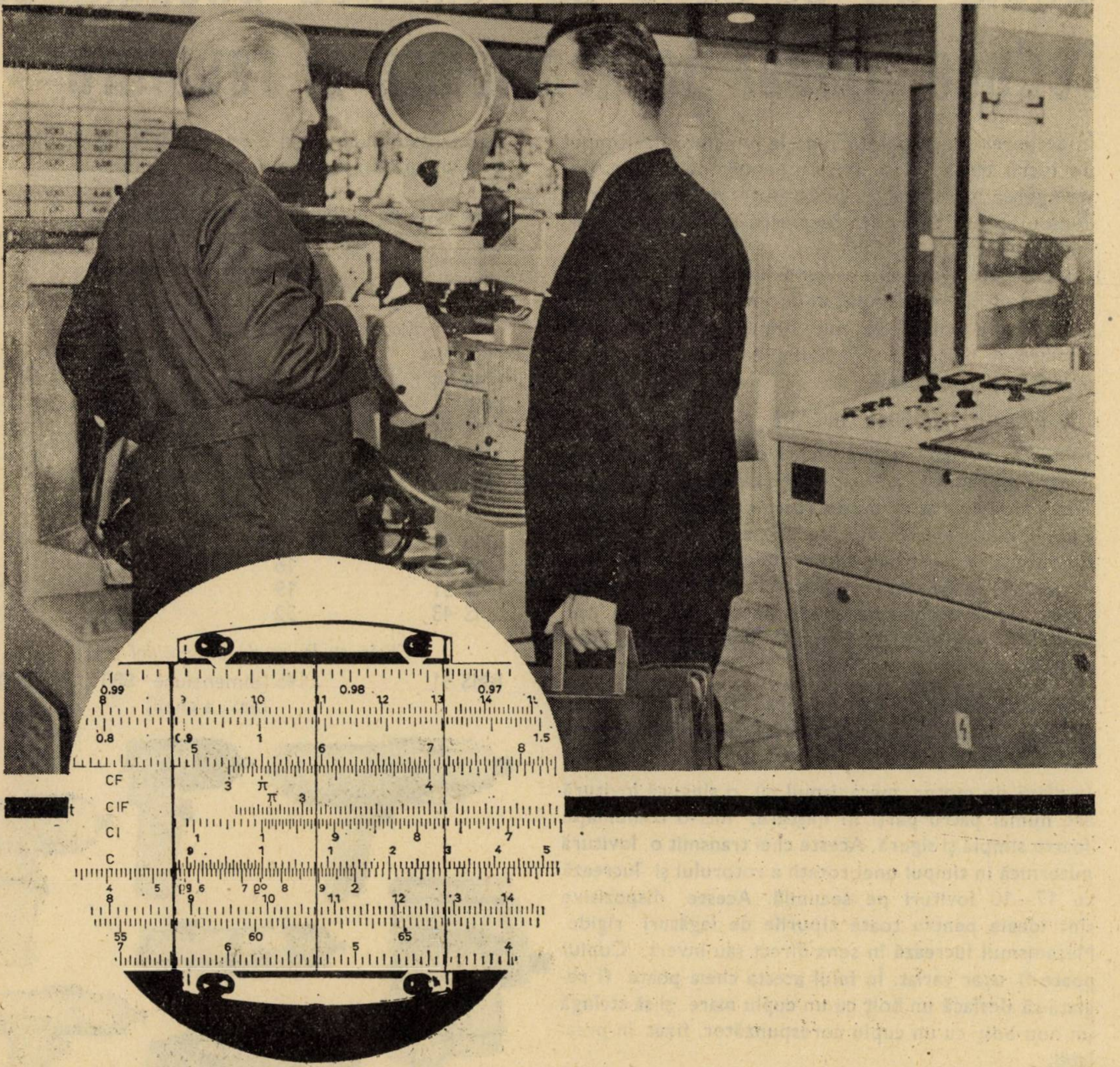
— cu servodirecţie hidraulică cu capacitate nominală de la 3000 la 5000 kg.

BALKANCAR furnizează

o largă gamă de echipamente amovibile pentru manipularea a diferite feluri de încărcături.
Informaţii detaliate şi oferte :
Balkancarimpex Sofia — Bulgaria

balkancar

PUBLICOM



NOI CALCULĂM PENTRU DV.

În centrul dezvoltării și fabricației de comenzi numerice este rentabilitatea lor.

COMENZILE NUMERICE VEM

automatizează fazele de lucru la mașinile dv. de fabricat și de prelucrare și vă oferă :

— O fabricație rentabilă la serii izolate și la serii mici

— O creștere a productivității muncii

— O ameliorare a calității prin prelucrarea cu mare preciziune

— O reducere simțitoare a deșeurilor

— O ușurare a muncii personalului

Vă așteptăm la tîrgul de mostre din Lipsca din toamna lui 1969, în sectorul tîrgului tehnic, hala 18.

PUBLICOM

Informații prin :
Biroul tehnic-comercial
DIA Elektrotechnik de pe lîngă HPA a Ambasadei RDG în RSR, Calea Dorobanților 14, București

Exportator:

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 104 BERLIN CHAUSSEESTRASSE 111/112

VEM

ELEKTRO
ANLAGEN
DER DDR

Republica Democrată Germană

Cheia cu percuţie cu comandă pneumatică reduce timpul de asamblare şi reparare

În atelierele de reparaţii pînă la jumătate din timpul de lucru efectiv este folosit pentru deşurubarea şi strîngerea piuliţelor şi bolţurilor. În asamblare şi demontare de asemenea se pierde mult timp cu asemenea operaţii.

Chei de strîngere cu percuţie acţionate pneumatic reduc considerabil timpul de lucru. Reduceri de timp substanţiale pot fi obţinute dacă trebuie înlocuite numeroase bolţuri sau în liniile de asamblare pentru motoare şi mecanisme.

UN MODEL PENTRU FIECARE MĂRIME DE BOLŢ

Atlas Copco oferă o gamă largă de chei de strîngere pentru mărimi de bolţuri variind de la 1/4″ la 1 1/4″. Toate modelele au un motor rotativ puternic şi robust. Cuplul motorului devine de cîteva ori mai mare în timpul cursei de lovire. Lipsa cuplului de reacţie face ca lucrul să fie uşor suportat de către operator. Există de asemenea un model mare pentru a face îmbinări cu piuliţe pînă la 145 mm grosime între planuri.

ALEGERE ÎNTRE DOUĂ TIPURI DE CHEI CU PERCUŢIE – CU LOVITURĂ SIMPLĂ SAU CU DUBLĂ LOVITURĂ

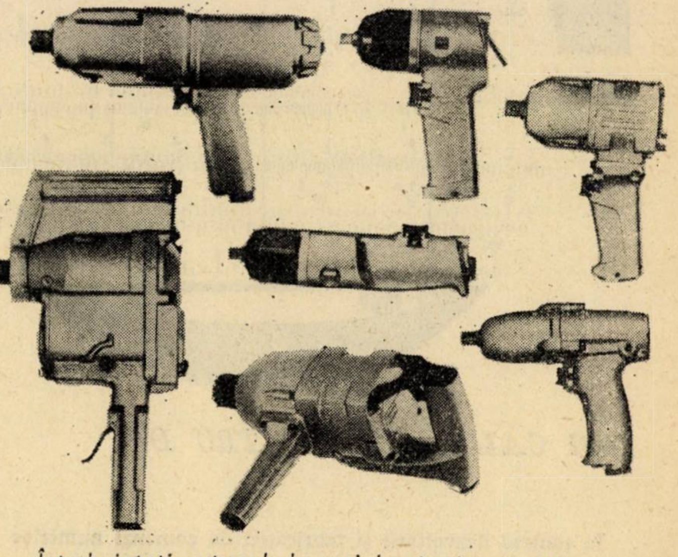
În afară de motor, mecanismul cu o singură lovitură are numai patru părţi în mişcare, într-o combinaţie foarte simplă şi sigură. Aceste chei transmit o lovitură puternică în timpul unei rotaţii a rotorului şi lucrează cu 17—10 lovituri pe secundă. Aceste dispozitive sînt ideale pentru toate tipurile de legături rigide. Mecanismul lucrează în sens direct sau invers. Cuplul poate fi uşor variat. În felul acesta cheia poate fi reglată să desfacă un bolţ cu un cuplu mare şi să strîngă un nou bolţ cu un cuplu corespunzător, fixat în prealabil.

CHEI CU DUBLĂ LOVITURĂ

În modelul cu dublă lovitură, motorul se roteşte cu o viteză mai mare şi scula dă două lovituri pe rotaţie. Ca rezultat, impulsurile cuplului sînt mai mici dar mai frecvente — 45—30 lovituri pe secundă — efectul de durată fiind ideal pentru conexiuni. Dispozitivul dublu este o unealtă deosebit de indicată pentru legături elastice.

O selecţie de modele şi caracteristicile lor

Simbolul tipului	Dimensiune maximă a bolţului mm	Lovituri/min	Greutate kg
Modele cu o lovitură			
LMS 054	6,5	1000	1,45
LMS 14	8	1000	1,6
LMS 24	9,5	950	2,4
LMS 34	12,5	750	2,9
LMS 44	16	700	3,8
LMS 64	32	600	7,9
Modele cu dublă lovitură			
LMS 11	9,5	2800	1,9
LMS 25	16	1950	4,1
LMS 31	19	1850	5,0
LMS 43	22	1870	10,0
Cheie cu lovire de dimensiuni mari			
RMS 41	145 (dimensiune max. a cheii)	880	36,0



Întrebuinţaţi cuponul de mai jos pentru a cere informaţii tehnice complementare

PUBLICOM

Către: Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm, Suedia
Vă rugăm trimiteţi informaţii tehnice detaliate asupra seriei complete de chei cu lovituri, acţionate pneumatic.

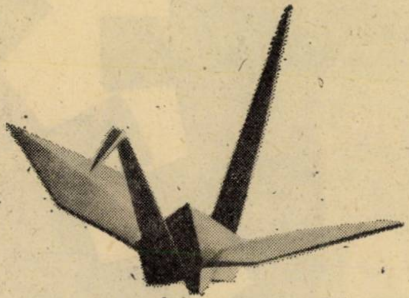
Doresc aceste informaţii în :

☐ Engleză ☐ Franceză ☐ Germană

Numele, ocupaţia ____________
Numele întreprinderii ____________
Adresa ____________ 11/69

Atlas Copco

Precizia japoneză, dvs. şi noi?



Cine sîntem noi? Noi sîntem Asociaţia japoneză pentru maşini-unelte.

Am fost organizaţi în 1962 de către 33 de firme fruntaşe producătoare de maşini-unelte şi 14 companii comerciale din Japonia, pentru a ajuta alte ţări să descopere avantajele maşinilor-unelte japoneze.

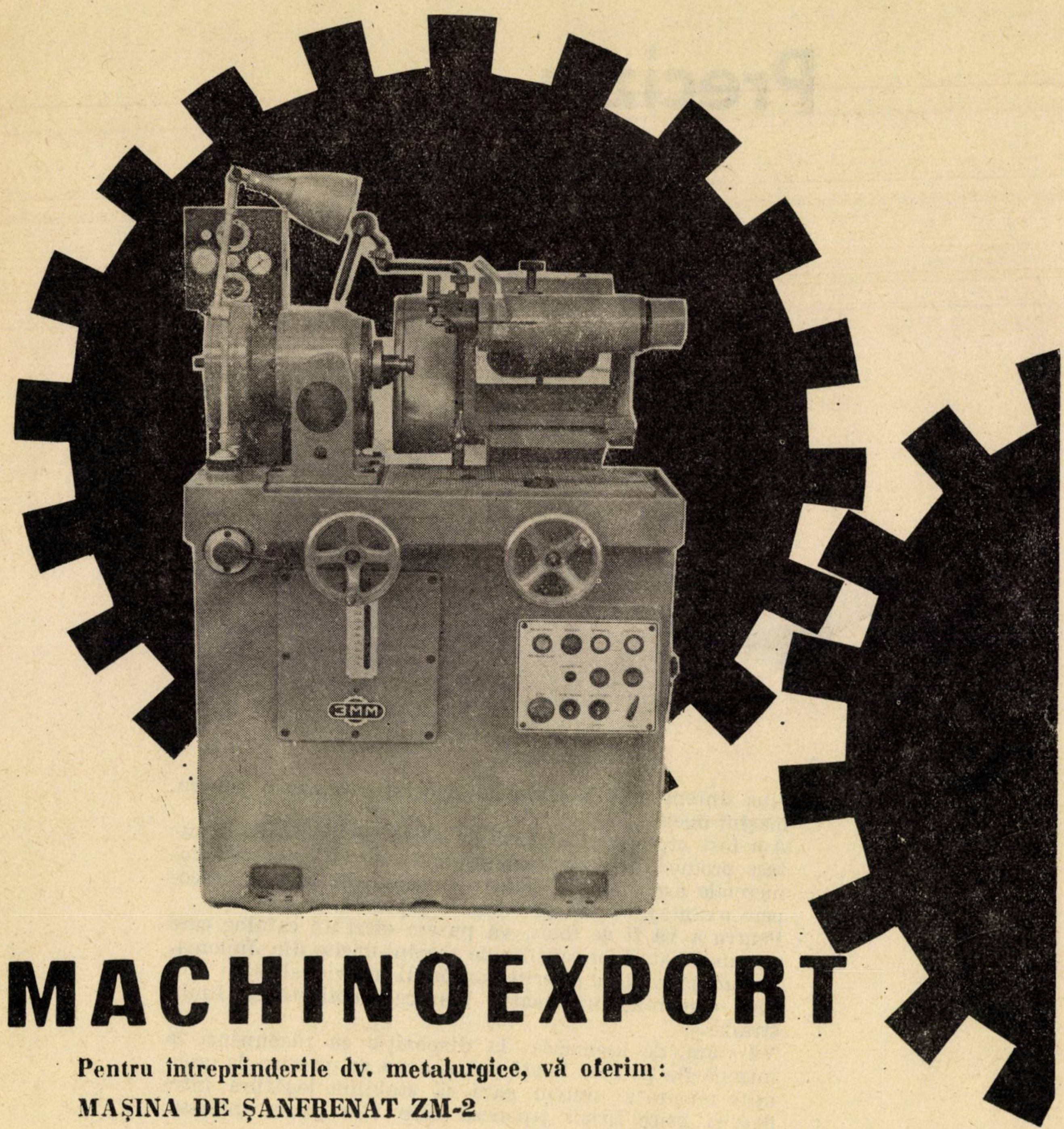
Pentru a vă fi de folos, vă putem oferi un catalog care cuprinde lista fabricanţilor de maşini-unelte din Japonia, broşuri prezentînd diferite companii individuale şi o broşură conţinînd informaţii tehnice, publicată în limbi străine.

Vă stăm, de asemenea, la dispoziţie cu răspunsuri la întrebările pe care le-aţi putea avea cu privire la anumite maşini şi sîntem gata să stabilim legătura între dvs. şi orice firmă japoneză care v-ar putea interesa.

Vă rugăm să ne scrieţi.

JAPAN MACHINE TOOL TRADE ASSOCIATION

Düsseldorf Office: 4 Düsseldorf Friedrich-Ebert-Str. 11 West Germany
Tel. Düsseldorf 357311 Cable: MATOOLASS DÜSSELDORF
Head Office: Kikai Shinko Bldg., 21-1-5. Shiba Koen. Minato-ku. Tokyo. Japan
Tel. 434-3761-4. Cable Address: MATOOLASS TOKYO



MACHINOEXPORT

Pentru întreprinderile dv. metalurgice, vă oferim:

MAŞINA DE ŞANFRENAT ZM-2

Această maşină este destinată pentru curăţarea aşchiilor şi şanfrenarea profilului dinţilor angrenajelor. Ea serveşte pentru a prelucra angrenaje de diferite lăţimi, grosimi şi forme, şi excelează prin înaltele sale calităţi tehnice şi de exploatare:

– diametrul angrenajului prelucrat	40–400 mm
– grosimea angrenajului prelucrat, pînă la	100 mm
– modulul dinţilor angrenajului prelucrat, pînă la	10 mm
– viteza lamei	4 000 rot/min
– greutatea	700 kg

Exportator: „Machinoexport" S.R.L. Str. Aksakov 5, Sofia, Bulgaria
tel. : 88.53.21 – telex : 011 425 telegrame : Machinoexport – Sofia

BULGARIA

ÎNTREPRINDERE
PENTRU COMERŢ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia Poştală: 825
Telefon: 513 — 401
Telex: 31—416
Telegrame: Centrozap-Katowice

MAŞINĂ AGREGAT DE FORMAT MATRIŢE CU PIVOT ŞI ELEVATOR TIP FKT-108

pentru formarea de matriţe prin scuturare, comprimare şi extragerea matriţelor din şablon cu suporturi care se ridică sau se rostogolesc.

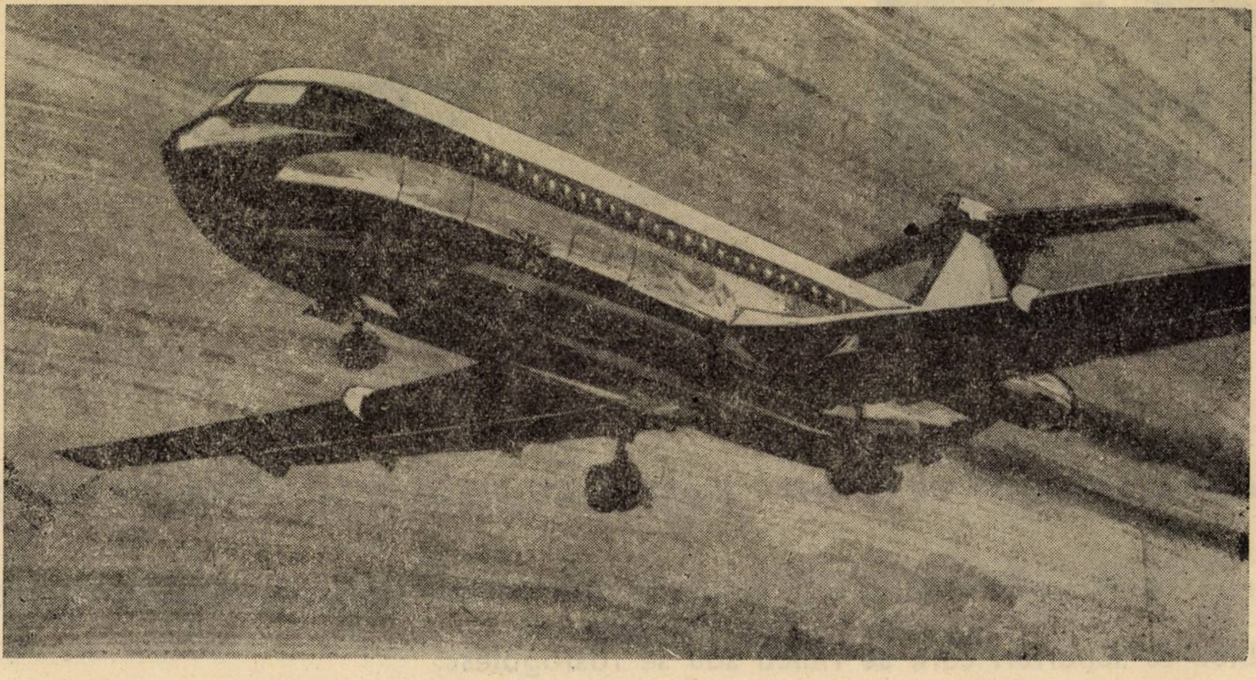
Maşina este dotată cu o automatizare sigură

Dimensiunile maxime ale cutiei (măsurată în faţă)	1000×800 mm
înălţime	400 mm
Capacitatea portantă pentru ansamblul de scuturare la o presiune de 6 kg/cm²	650 kg
Puterea de comprimare la 6 kg/cm²	18000 kg
Cursa formei de stripare	300 mm
Cursa de comprimare	300 mm
Frecvenţa vibraţiilor	600/min
Consumul minim de aer comprimat pentru un ciclu de formare	0,42 m³
Greutatea maşinii	3700 kg

Fabricant: DOZAMET — NOWA SÓL

Exportator: CENTROZAP — KATOWICE

PUBLICOM

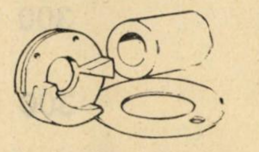


pentru cele mai avansate concepții actuale...

(Manual Dualign)

Firma The Glacier Metal Company se află la un loc de frunte în domeniul proiectării și perfecționării rulmenților. Cercetări continue o mențin în această situație. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenților, au oferit industriei mondiale o gamă largă de concepții și materiale noi. Produsele realizate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenți și sînt fabricate și desfăcute pe piețele mondiale cu ajutorul unei rețele de peste 130 firme care le fabrică pe bază de licență, sucursale și agenți.

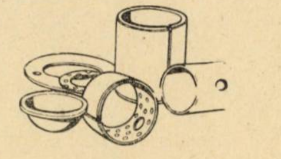
Rulmenți sferici și capete de tije Glacier Dualign. Componentele Dualign nu necesită nici o lubrifiere, foarte puțină întreținere și funcționează cu eficacitate pe o întinsă gamă de temperaturi. Ele sînt foarte rezistente la coroziune, suportă murdărie, fluid sub presiune, amestecuri antiger, apă și alte lichide. Suprafața rulmenților Glacier DU are cămașa de oțel cu acoperire de cadmiu, inelul interior este fabricat din aliaj de oțel cu tratament termic și tija este fabricată din oțel mangan molibden cu acoperire de cadmiu. Rulmenții sferici și capetele de tije Dualign sînt interschimbabili cu majoritatea sortimentelor disponibile.



Glacier DQ & Glacetal

Materialul Glacier DQ îmbină proprietăți mecanice și caracteristice ale lagărelor uscate. Disponibile ca componente formate sau prelucrate, bare, sau țevi. Glacetal — material necesitînd o lubrifiere minimă, pentru inele de presiune și piese similare.

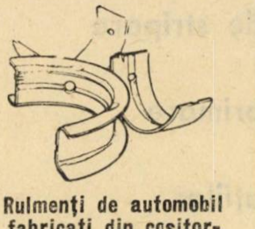
(Manualul Proiectantului nr. 2)



Bucșe etanșe, emisfere și inele de presiune standardizate

Cu cămașă de oțel în dimensiuni păstrate în depozit între 3 mm și 120 mm diametru, fabricate din plumb/bronz. Materiale nelubrifiate Glacier DU și prelubrifiate Glacier DX

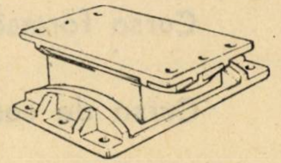
(Manualul proiectantului nr. 1, 2 & 9)



Rulmenți de automobil fabricați din cositor-aluminiu reticular

Cel mai bine echilibrat material de rulmenți de mare solicitare, pentru aplicații la motoare cu benzină și motoare diesel.

(Manualul proiectantului nr. 4)



Lagăre de alunecare Glacier

Lagăre compacte și eficiente, neavînd nevoie de nici un fel de lubrifiere. Construcția simplă permite mișcarea în orice direcție. Bune pentru toată durata de funcționare a structurii, cu un minimum de întreținere.

(Manualul proiectantului nr. 6)

...cele mai avansate lagăre de astăzi

GLACIER

1967

Manualele pentru proiectanți sînt disponibile la cerere. Adresați-vă firmei :

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED-ALPERTON-WEMBLEY MIDDLESEX

PUBLICOM

O GAMĂ UNICĂ DE MAŞINI-UNELTE ADAPTATE PENTRU NEVOILE DVS.

TOURNAGE

FRAISAGE

ALESAGE

RECTIFICATION

FRANCE N° 1

Strunguri paralele cu comandă manuală sau ciclice
Strunguri cu copiere automată
Strunguri automate cu turelă
Strunguri semiautomate cu turelă
Strunguri verticale
Strunguri frontale
Strunguri cu cilindri
Freze
Freze-alezoare
Raboteze
Rectificatoare plane
Mașini de filetat

H. ERNAULT-SOMUA

7 USINES

CHOLET (Maine-et-Loire)
LISIEUX (Calvados)
MONTZERON (Côte-d'or)
MOULINS (Allier)
PARIS (Seine)
St-DENIS (Seine)
St-ETIENNE (Loire)

Service Commercial de Vente :

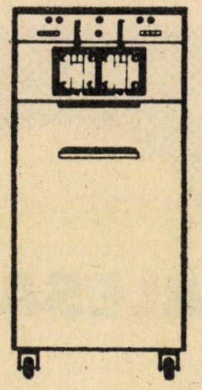
AFMO ASSOCIATION FRANÇAISE DE CONSTRUCTEURS DE MACHINES-OUTILS
63, rue La Boëtie PARIS Tél. : 359.30-40 Télex : AFCMO 65132

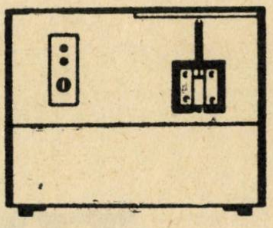
PUBLICOM

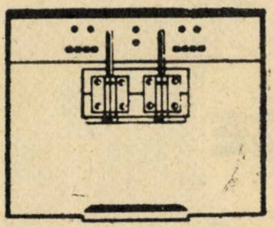
Modern • raţional • sigur

Astfel sînt apreciate de către specialişti, aparatele noastre pentru prepararea îngheţatei:

Eisfrezer: EF 10 L/2
EF I bar
EF II (aparat de masă)
EF II L







Aparatele, pentru prepararea îngheţatei (Eisfrezer) permit aplicarea de noi metode în prepararea şi vînzarea îngheţatei.
Se comportă excepţional la prepararea îngheţatei speciale şi a îngheţatei pentru prăjituri.
Aparatele de preparat îngheţată prezintă o înaltă capacitate, uşurează munca şi aduc rentabilitate unităţii dv.
Informaţii se pot obţine prin Ambasada R.D.G. din R.S. România, secţia politico-comercială Bucureşti, Drumul Taberei — str. Compozitorilor nr. 30, Scara 1.

KTN

VEB Kältetechnik
5506 Niedersachswerfen

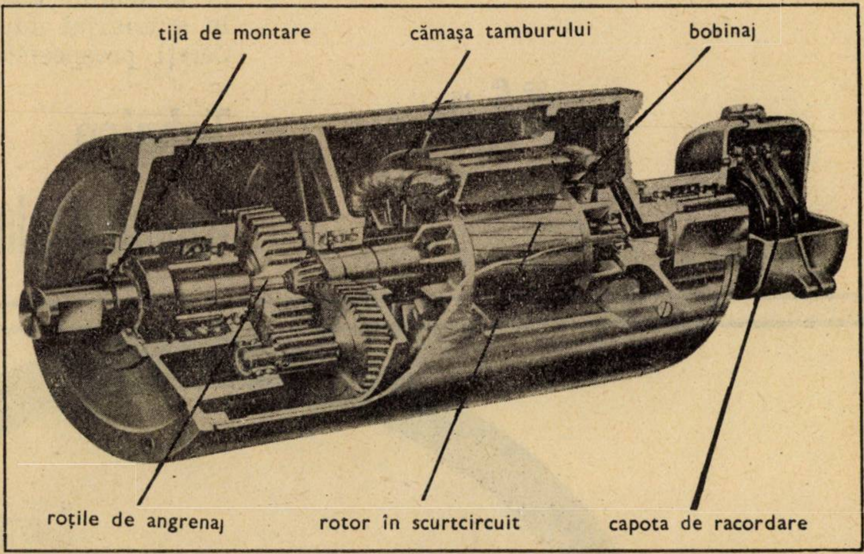
LK

UZINA VVB LUFT — und Kältetechnik
801 Dresden

Exportator: Tehnocommerz GmbH 108 Berlin, Mittelstrasse 25, Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Tamburul acționează banda transportoare



Benzile transportoare sînt supuse adesea unor condiţii grele de sarcină mare cu materiale transportate brute, climă nefavorabilă şi schimbare frecventă a locului de lucru.

Acestor solicitări trebuie să le corespundă şi elementul de acţionare, care trebuie să fie robust şi rezistent şi să lucreze, pe cît posibil fără elemente reductoare, care sînt expuse avariilor.

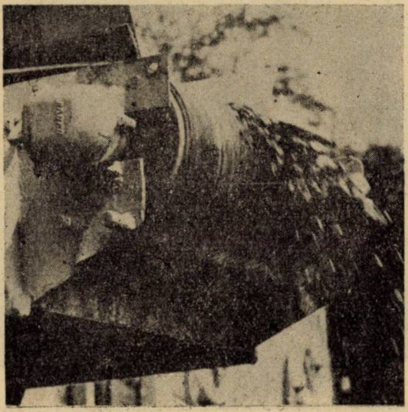
Motoarele tambur BAUER prezintă cea mai simplă rezolvare constructivă, deoarece motorul, reductorul şi tamburul de acţionare formează o unitate cu gabarit redus.

Din această cauză motoarele tambur BAUER pot fi montate în cel mai scurt timp la banda transportoare

Ele au o greutate redusă, sînt etanşe la praf şi jeturi de apă.

La comandă specială, motoarele tambur BAUER pot fi livrate şi în execuţie antiexplozivă, siguranţă sporită, putere de la 0,05 la 25 CP, viteza benzii de la 0,016 la 3 m/s.

La cerere trimitem prospecte interesante cu adresele reprezentanţelor uzinale şi ale atelierelor.



202 12/670

BAUER

Eberhard Bauer
D 73 Esslingen-Neckar
Republica Federală a Germaniei

Forța de acționare — Motoarele tambur

PUBLICOM

TAKRAF

Aveţi dificultăţi cu transportul mărfurilor?

În cazul acesta adresaţi-vă nouă.
TAKRAF vă ajută să rezolvaţi problemele în domeniul transportului de mari proporţii în avantajul dumneavoastră.
Cereţi prospectele noastre detaliate.

Tehnica transportului de mari proporţii

1970 MAR 5

VVB TAKRAF
Tagebauausrüstungen, Krane und Förderanlagen DDR — 701 Leipzig, Barfussgässchen 12
Deutsche Demokratische Republik

Exportator:
MASCHINENEXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik DDR — 108 Berlin, Mohrenstrasse 61

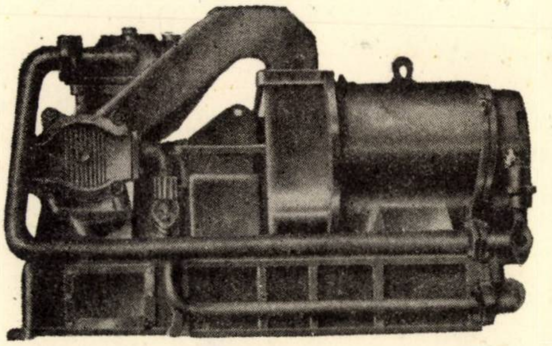
PUBLICOM

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

Timpuri Noi

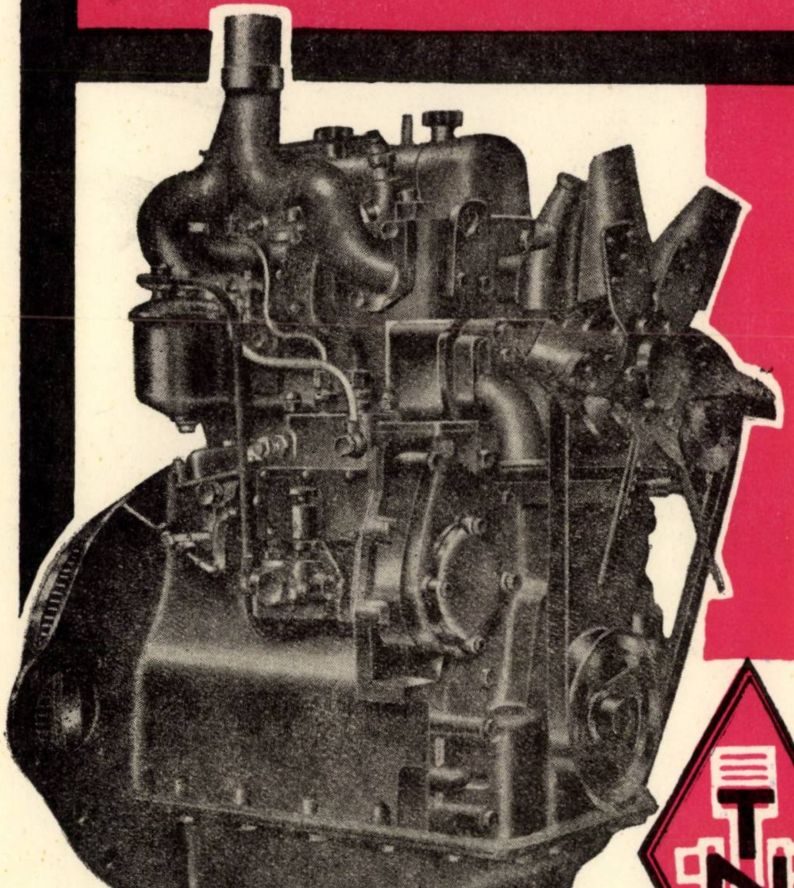
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Troleibuze
- Instalaţii petroliere
- Şantiere
- Excavatoare
- Garaje
- Automatizări
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

MARCĂ

UZINA

Vulcan

BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare. pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unități de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
București Tel. 31.51.02

E 3279

R

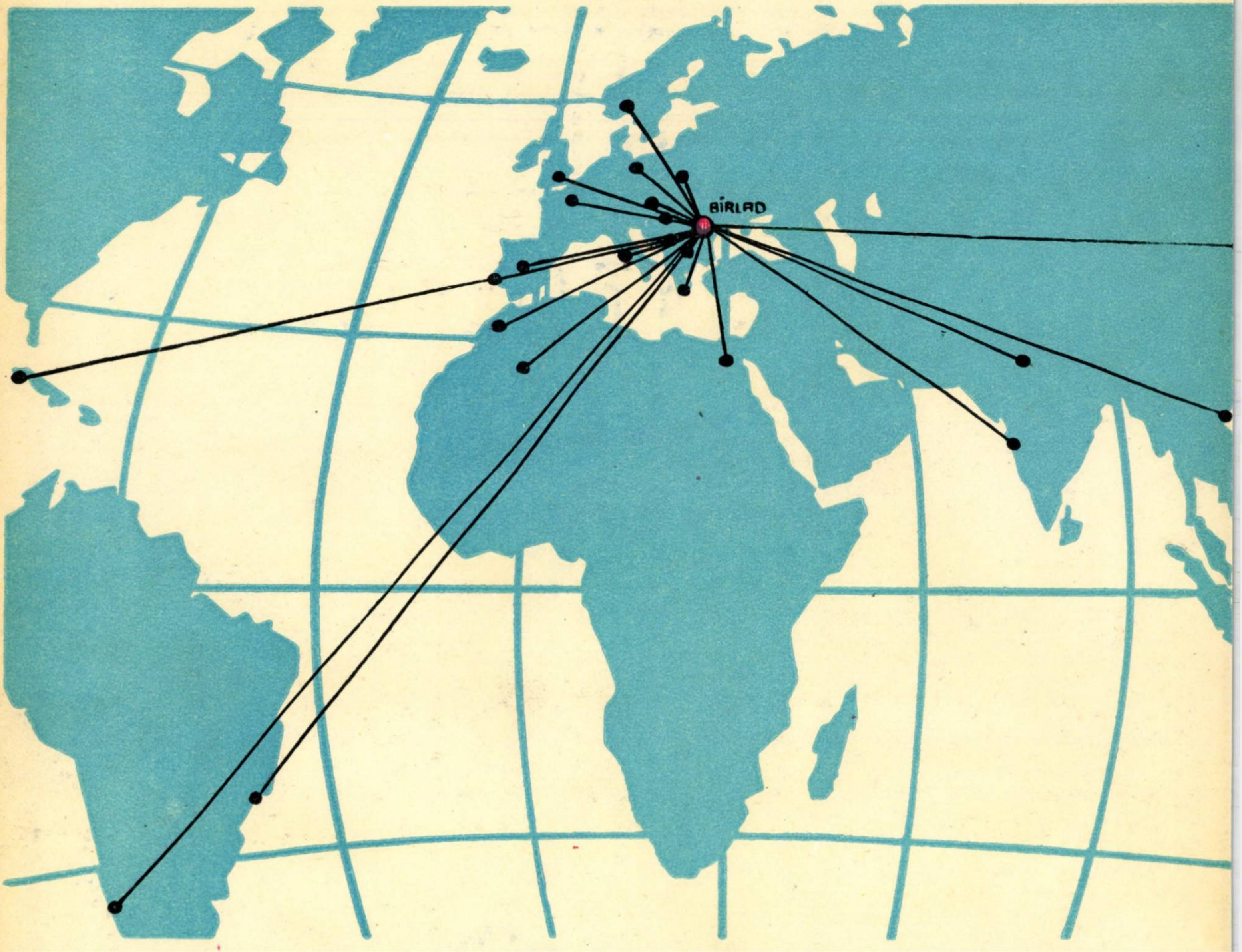
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXI • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1969

CJ
b6

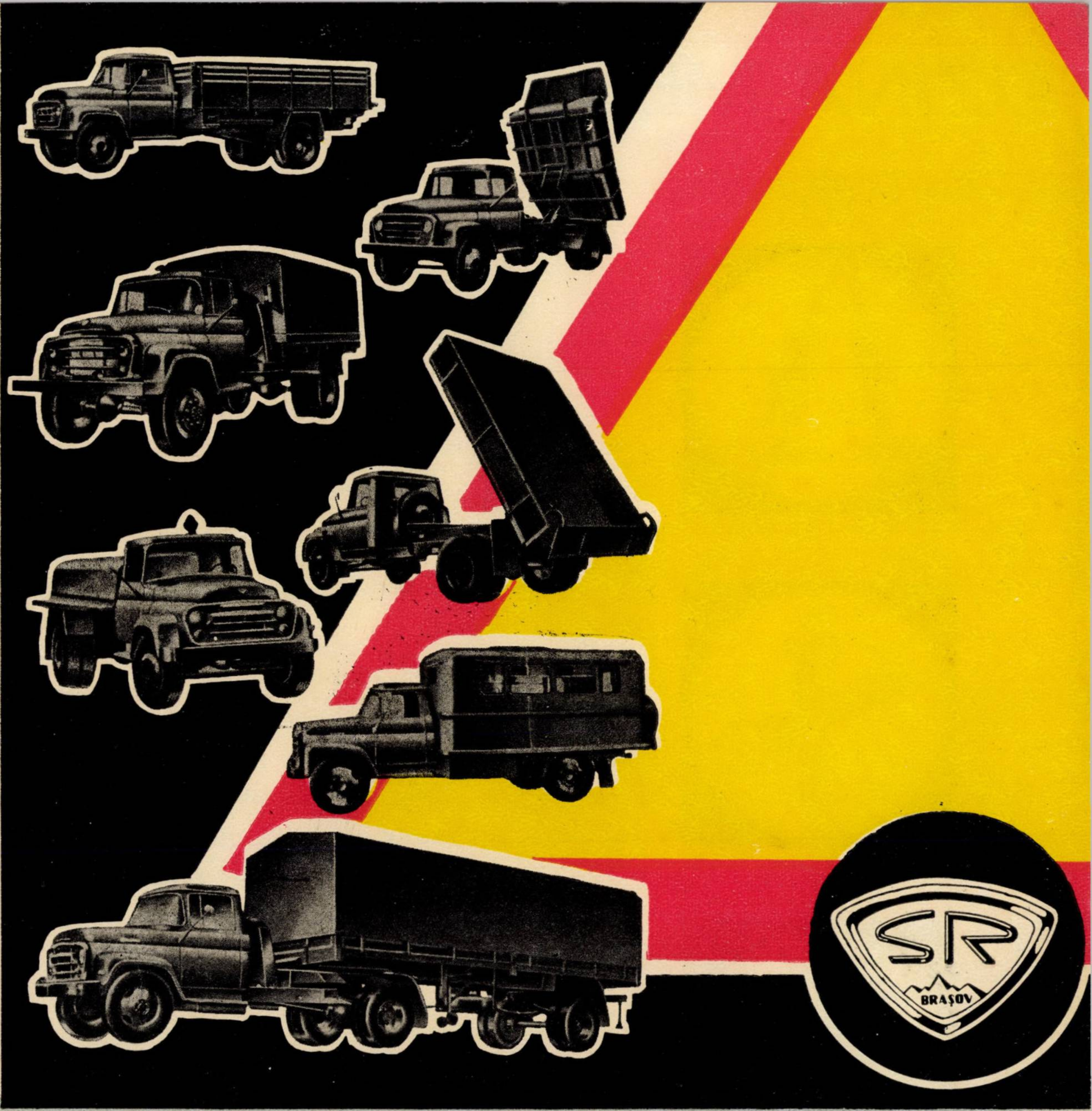
FABRICA DE RULMENTI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca : rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.*



UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

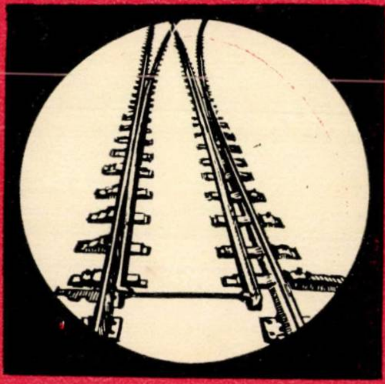
produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienelor nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanţi pentru străinătate: „Autotractor" Bucureşti • Str. Lipscani nr. 19

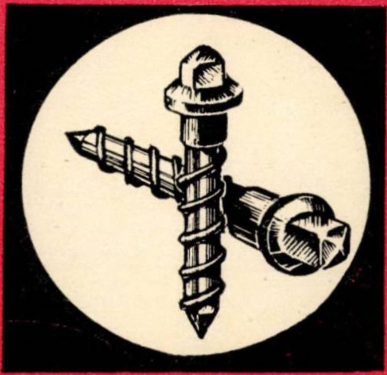
UZINA MECANICA BUZAU

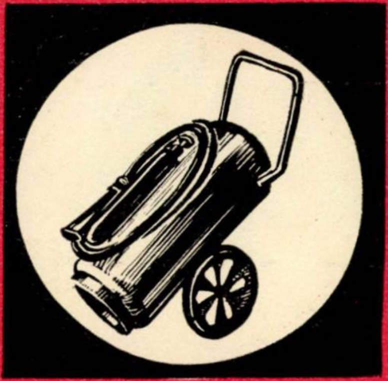
Str. Şantierului nr. 39 — Buzău



execută şi livrează:

- aparate de cale tip 40 şi 49
- aparate de cale ecartament îngust
- tirfoane şi cleme elastice contra fugirii şinelor
- saboţi opritori pentru vagoane de cale ferată
- maşini de tăiat şi găurit şine acţionate manual
- utilaje de stins incendii:
  - stingător transportabil cu spumă chimică C 90 şi C 180
  - stingător transportabil cu praf şi bioxid de carbon tip P 125
  - stingător portabil cu zăpadă carbonică G 3 şi G 6
- silozuri de ciment de 25 t şi 81 t capacitate
- cuve pentru transformatoare
- conducte pentru irigaţii
- rezervoare metalice pentru combustibil lichid de diferite forme şi capacităţi



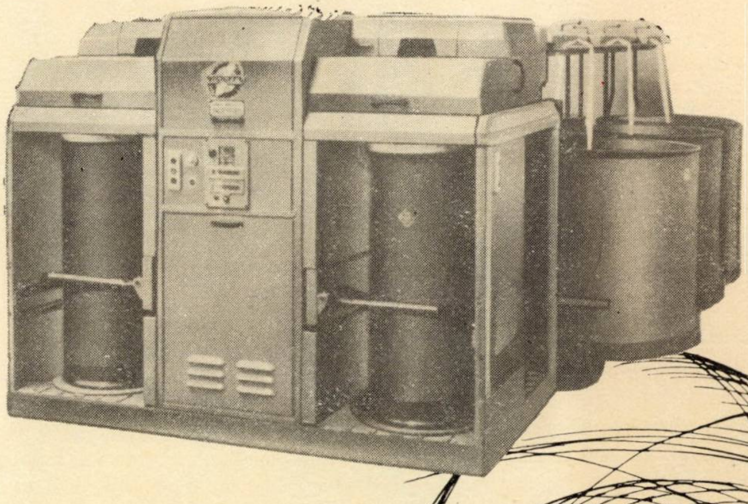


APCAROM

E 3279

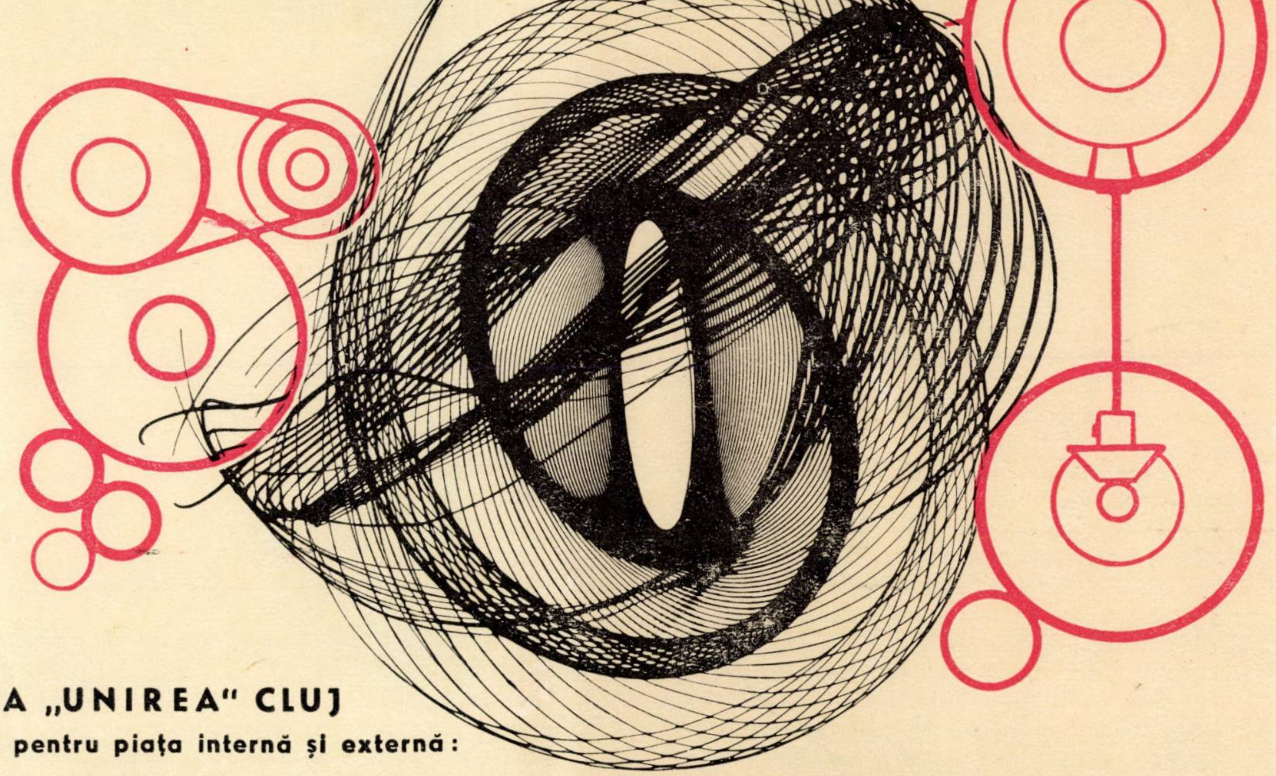
UZINA UNIREA CLUJ

Piaţa 1 Mai, 2 — Cluj



LAMINORUL DE BUMBAC TIP LB
fabricat după licenţă INGOLSTADT

Este prevăzut cu 2 capete de debitare şi are viteza de debitare de maximum 350 m/min.



UZINA „UNIREA" CLUJ

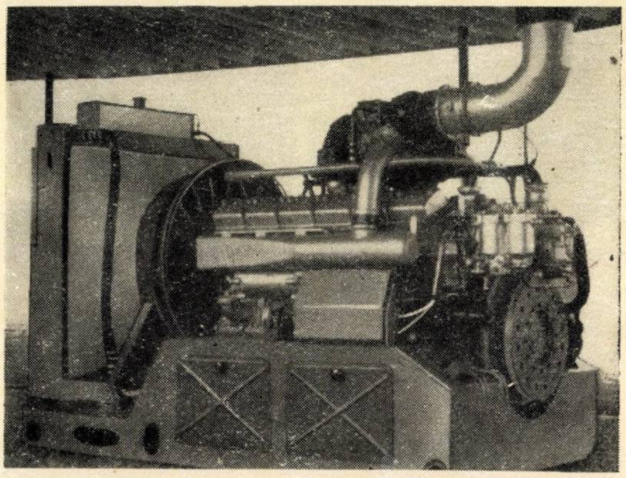
fabrică pentru piaţa internă şi externă:

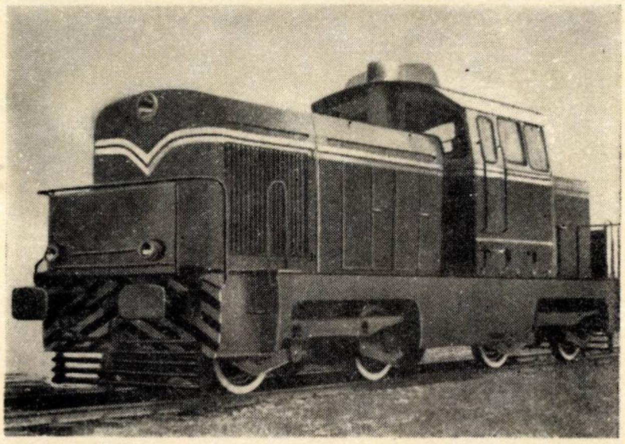
- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb

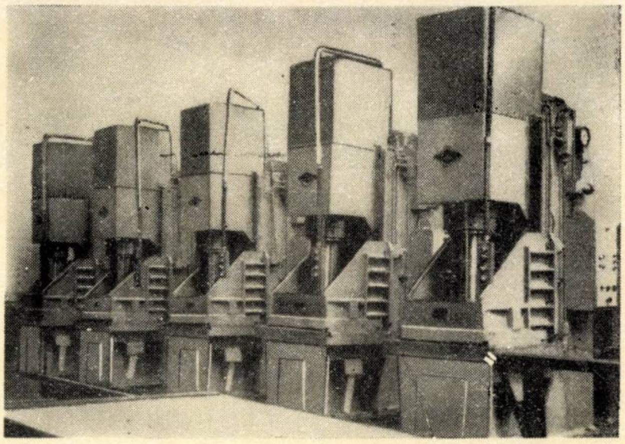
UZINA 23 AUGUST

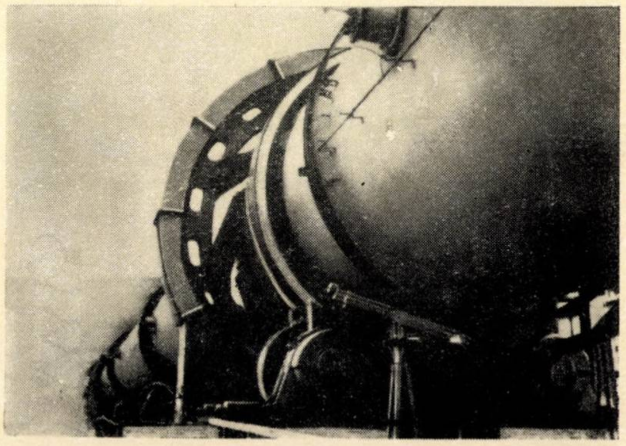
execută și livrează

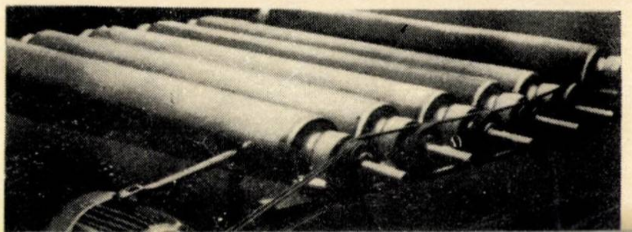
- Locomotive Diesel hidraulice de 150–250 CP, ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm și ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesl hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane.
- Motoare Diesel cu 6 cilindri de 200—550 CP și 12 cilindri de 400—1200 CP.
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP.
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6–18 kgf/cm^2.
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice.
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata.
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat.
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc).
- Utilaje pentru oțelării.
- Utilaj pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi).
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4, și 5 t/șarjă și cu gaze, vagonete etc).
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule.
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

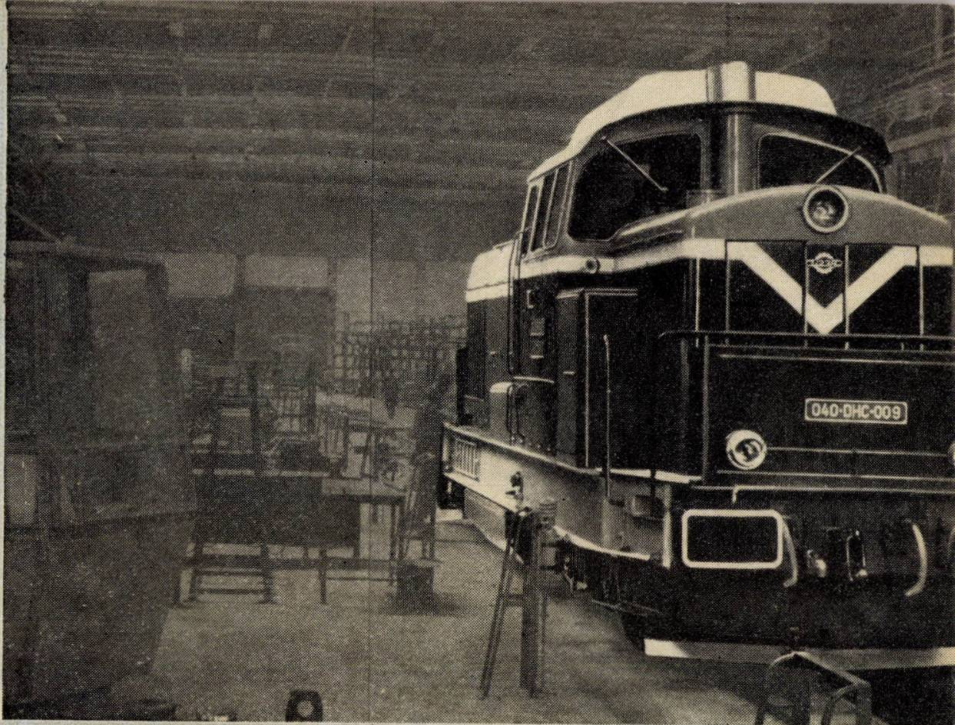








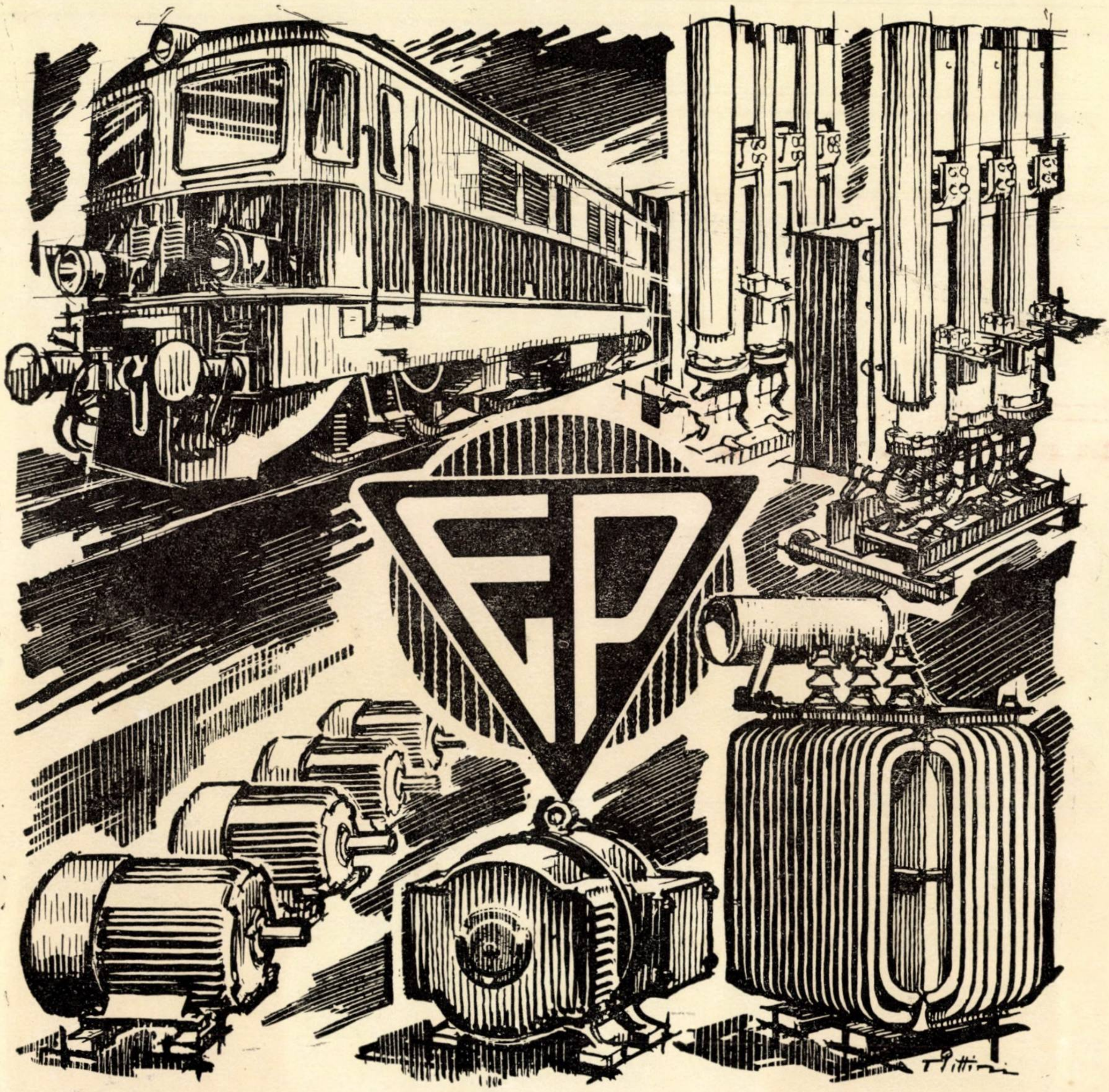




Bd. Muncii, 256 — Tel. 21.60.30

UZINA 23 AUGUST
BUCURESTI

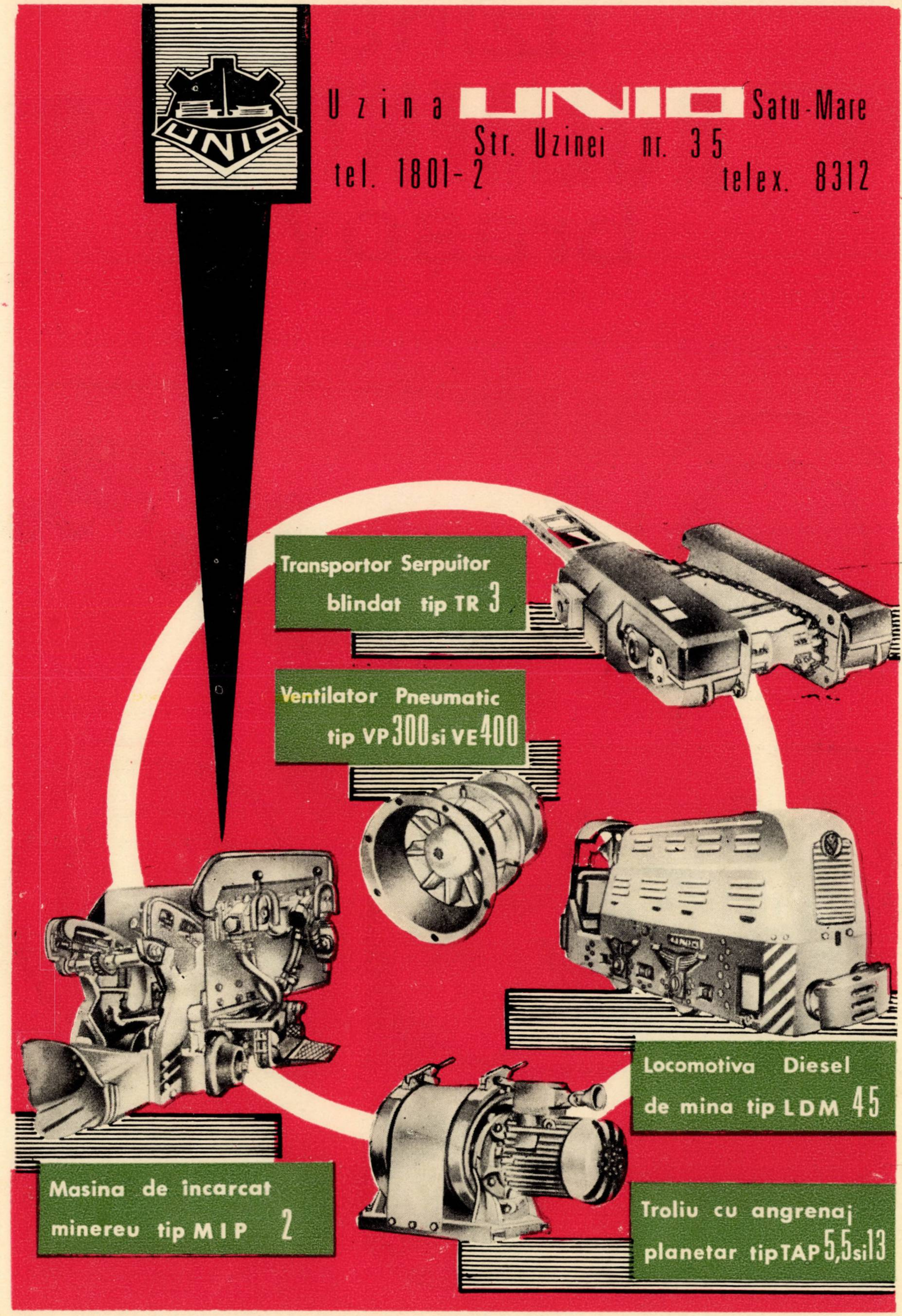
UZINA ELECTROPUTERE CRAIOVA



EXECUTĂ PE BAZĂ DE COMENZI FERME:

- Locomotive electrice şi diesel-electrice.
- Maşini electrice rotative cu puteri pînă la 1600 kW.
- Transformatoare de putere şi autotransformatoare pentru tensiuni pînă la 220 kV inclusiv.
- Aparataj electric de medie şi înaltă tensiune pînă la 220 kV inclusiv.
- Produsele au performanţe tehnice ridicate, dimensiuni şi greutăţi reduse, sînt de calitate superioară şi prezintă siguranţă în exploatare.
- Pentru amănunte solicitaţi uzinei prospecte şi cataloage, în care puteţi găsi date privind caracteristicile tehnice, preţurile şi condiţiile de livrare.

CALEA BUCUREŞTI Nr. 262 – CRAIOVA



Uzina UNIO Satu-Mare
Str. Uzinei nr. 35
tel. 1801-2
telex. 8312

Transportor Serpuitor blindat tip TR 3

Ventilator Pneumatic tip VP 300 si VE 400

Locomotiva Diesel de mina tip LDM 45

Masina de incarcat minereu tip MIP 2

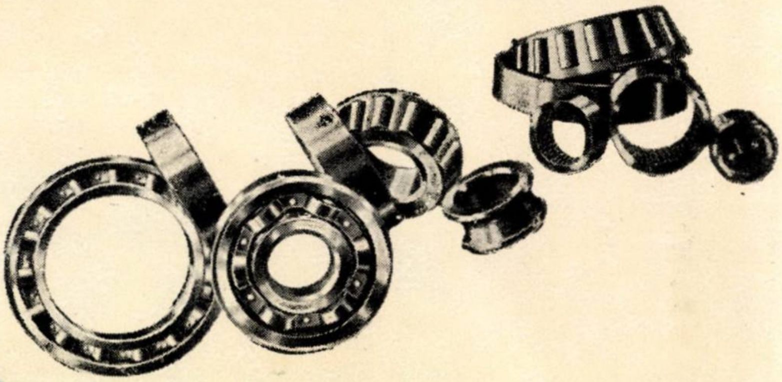
Troliu cu angrenaj planetar tip TAP 5,5 si 13

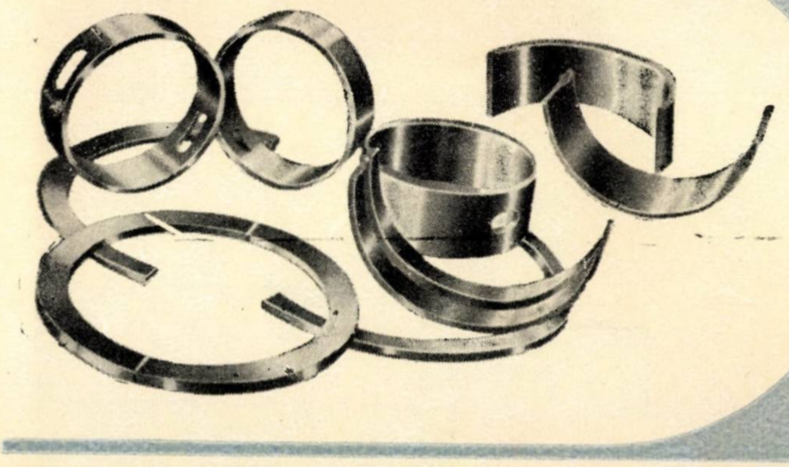
uzina
RULMENTUL
brașov

URB, dotată cu utilaj modern și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

URB

Uzina „RULMENTUL" Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

Telefon 2.06.41 — telex 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXI, NOIEMBRIE, Nr. 11, 1969

CUPRINS

BENCHE, V.:	**Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice.**	649
EFTIMIU, TH.:	**Asupra preciziei avansului în cazul ştanţării utilizînd dispozitiv de avans automat cu role.**	652
ENACHE, ST şi DRAGU, D.:	**Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitate şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite.**	657
MACOVEI, A.:	**Incărcător pentru depozite de produse în vrac.**	662
MUNTEANU, M.:	**Influenţa vibraţiilor pînzei sitei asupra productivităţii sitelor vibratoare.**	667
POPOVICI, VI. şi ŞONTEA, S.:	**Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg prin procedeul WIG.**	672
RUICAN, G.:	**Tehnica sudării grinzilor cu inima plină de secţiuni mari.**	675
SECELEANU, TR.:	**Utilizarea curenţilor de înaltă frecvenţă în construcţia de maşini.**	679
SELMEREANU, H.:	**Comportarea la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate.**	684
SPINEANU, U.:	**Determinarea experimentală a influenţei eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare.**	691
TODICESCU, AL.:	**Influenţa căldurilor specifice variabile ale fluidelor asupra coeficientului de umplere a motoarelor cu ardere internă.**	698
	DOCUMENTARE	**704**
	REVISTA REVISTELOR.	**707**

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621–526

Benche, V.: **Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, 1969, p. 649–651

CZ 621. 961. 012

Eftimiu, Th.: **Asupra preciziei avansului în cazul ştanţării utilizînd dispozitiv de avans automat cu role.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 652–656

CZ 621. 941 : 620. 191. 35

Enache, Şt. şi *Dragu, D.*: **Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitatea şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 657–661

CZ 621 869, 392

Macovei, A: **Incărcător pentru depozite de produse în vrac.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 662–666

CZ 621. 928, 23

Munteanu, M.: **Influenţa vibraţiilor pînzei sitei asupra productivităţii sitelor vibratorii.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 667–671

CZ 669. 715 : 620. 179.2

Popovici, Vl. şi *Şontea, S*: **Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg prin procedeul WIG.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 672–675

CZ 621. 791 : 624. 023. 933

Ruican, G: **Tehnica sudării grinzilor cu inima plină de secţiuni mari.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 675–678

CZ 621 : 621. 3. 023

Seceleanu, Tr.: **Utilizarea curenţilor de înaltă frecvenţă în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 679–684

CZ 669. 14. 018. 62 : 669.15–194 : 620. 179.2

Selmereanu, H.: **Comportarea la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 684–691

CZ 531.7

Spineanu, U.: **Determinarea experimentală a influenţei eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 691–697

CZ 612. 43. 013. 536. 632

Todicescu, Al.: **Influenţa căldurilor specifice variabile ale fluidelor asupra coeficientului de umplere al motoarelor cu ardere internă.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 698–703

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI“, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti. Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef: 14.90.27; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia“. Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3830.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621–526

Бенке, В.: **О синтезе гидравлических сервомеханизмов.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 649–651

ДК 621. 961.012

Ефтимиу, Т.: **О точности подачи в случае штамповки при применении роликового приспособления с самоходной подачей.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 652–656

ДК 621, 941 : 620. 191. 35

Енаке, Шт. и *Драгу, Д.*: **Установление связи между щероховатостью и точностью размеров деталей, обточенных при различных режимах резания.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 657–661

ДК 621. 869. 392

Маковей, А.: **Погрузчик для складов сыпучих тел.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 662–666

ДК 621. 928. 23

Мунтяну, М.: **Влияние вибраций полотна сита на производительность вибрационного сита.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969)i №. 11, стр. 667–671

ДК 669. 715 : 620. 179. 2.

Попович, Вл. и *Шонтя, С.*: **О свариваемости алюминиевых сплавов типа AlZnMg способом WIG.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 672–675

ДК 621.791 : 624. 023. 933

Руикан, Г.: **Техника сварки сплошных балок с большим сечением.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 675–678

ДК 621 : 621. 3. 023

Сечеляну, Тр.: **Применение токов высокой частоты в машиностроении**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 679–684

ДК 669. 14. 018, 62 : 669.15–194 : 620.179.2

Сельмеряну, Х.: **Поведение при сварке углеродистой и слаболегированной стали.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 684–691

ДК 531.7

Спиняну, У.: **Экспериментальное определение влияния измерительных усилий на точность процесса измерения.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969(, №. 11, стр. 691–697

ДК 621. 43. 013 : 536.632

Тодическу, Ал.: **Влияние переменной удельной теплоты жидкости на коэффициент заполнения двигателей внутреннго сгорания.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 11, стр. 698–703

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621–526

Benche, V.: **Beiträge zur Synthese der hydraulischen Servovorrichtungen.**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 11, S. 649–651

DK 621. 961. 012

Eftimiu, Th.: **Über die Vorschubprezision beim Stanzen mit einer automatischen Rollenvorrichtung.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 11, S. 652–656

DK 621. 941 : 620. 191.35

Enache, Şt. und *Dragu, D.*: **Beiträge zur Festlegung der Beziehung zwischen Rauheit und Dimensionalprezision, der durch verschiedenen Zerspannverfahren gedrehten Werkstücke.**

Construcţia de Maşini 21 (1969). H. 11, S. 657–661

DK 621. 869. 392

Macovei, A: **Aufladevorrichtung für Schüttgutlager**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 11, S. 662–666

DK 621. 928. 23

Munteanu, M. **Einfluss der Siebschwingung auf die Produktivität der Schwingungssiebe.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 11, S. 667–671

DK 669. 715 : 620. 179.2

Popovici, Vl. und *Şontea, S.*: **Betrachtungen hinsichtlich des Schweissens der Aluminiumlegierungen Typ AlZnMg im WIG-Verfahren.**

Construcţia de Maşini 21 (1969). H. 11, S. 672–675

DK 621. 791 : 624. 023. 933

Ruican, G: **Schweisstechnik der Balken mit vollen Herzstück und grossen Querschnitten.**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 11, S. 675–678

DK 621 : 621. 3. 023.

Seceleanu, Tr.: **Anwendung der Hochfrequenzströme im Maschinenbau.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 11, S. 679–684

DK 669. 14. 018. 62 : 669.15 – 194 :620. 179. 2

Selmereanu, H: **Verhalten der Karbon — und schwachlegierten Stähle beim Schweissen.**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 11, S. 684–691

DK 531.7

Spineanu, U.: **Experimentelle Bestimmung des Einflusses der Messkräfte auf die Prezision des Messverfahrens.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 11, S. 691–697

DK 621. 43. 013 : 536 . 632

Todicescu, Al: **Einfluss der veränderlichen spezifischen Wärme der Flüssigkeiten auf den Füllkoeffizient der Verbrennungsmotoren.**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 11, S. 698–703

SOMMAIRE

CD 621–526

Benche, V. : **Contributions à la synthèse des servo-mécanismes hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11 p. 649–651

CD. 621. 961. 012

Eftimiu, Th. : **Sur la précision de l'avance dans le cas de l'étampage effectué avec un dispositif d'avance automatique à galets.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 652–656

CD 621. 941 : 620. 191 35

Enache, Şt. et *Dragu, D.* : **Contributions à l'établissement d'une relation entre la rugosité et la précision des dimensions pour les pièces chariotées selon plusieurs régimes de coupe.**

Construcţia de Maşini 21(1969), no. 11, p. 657–661

CD. 621. 869. 392

Macovei, A. : **Chargeuse pour dépôts de produits en vrac.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 662–666

CD 621. 928. 23

Munteanu, M. : **L'influence des vibrations du tamis sur la productivité des tamis vibrants.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 667–671

CD 669. 715 : 620. 179. 2

Popovici, Vl. et *Şontea, S.* : **Considérations sur la susceptibilité au soudage des alliages d'aluminium type AlZnMg par le procédé WIG.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 672–675

CD 621. 791 : 624. 023. 933

Ruican, G. : **La technique du soudage des poutres à âme pleine à grandes sections.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 675–678

CD 621 : 621. 3. 023,

Seceleanu, Tr. : **L'emploi des courants haute fréquence dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 679–684

CD 669. 14. 018. 62 : 669. 15–194 : 620. 179.2

Selmereanu, H. : **Le comportement au soudage des aciers au carbone ou à faible teneur.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 684–691

CD 531 7

Spineanu, U. : **La détermination expérimentale de l'influence des efforts de mesurage sur la précision du processus de mesurage.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 691–697

CD 621. 43. 013 : 536. 632

Todicescu, Al. : **L'influence des chaleurs spécifiques variables des fluides sur le coefficient de remplissage des moteurs à combustion interne.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), no. 11, p. 698–703

CONTENTS

DC 621–526

Benche, V. : **Contributions to the synthesis of hydraulic servomechanisms.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 649–651

DC 621. 961 012

Eftimiu, Th. : **Concerning the feed precision in the case of stamping using an automatic feed device with rollers.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 652–656

DC 621. 941: 620. 191. 35

Enache, Şt. and *Dragu, D.* : **Contribution to the establishment of the relation between roughness and the dimensional precision of turned pieces with different cutting regimes.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 657–661

DC 621. 869. 392

Macovei, A. : **A loader for bulk good storing.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 662–666

DC 621: 928.23

Munteanu, M. : **The productivity of vibrating screens as influenced by the vibrations of the cloth.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 667–671

DC 669. 715: 627. 179. 2

Popovici, Vl. and *Şontea, S.* : **Considerations concerning the weldability of the AlZnMg aluminium-type alloys by the WIG process.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 11, p. 672–675

DC 621. 791: 624. 023. 933

Ruican, G. : **The welding technique for plain girders with big sections.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 675–678

DC 621: 621. 3. 023

Seceleanu, Tr. : **The use of high-frequency currents in the machine-building industry.**

Constrcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 679–684

DC 669. 13. 018. 62. 669. 15=194: 620. 179. 2

Selmereanu, H. : **The welding behaviour of carbon and low-alloy steels.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 684–691

DC 531. 7

Spineanu, U. : **The experimental determination of the influence of measuring stresses on the precision of the measuring process.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 691–697

DC 621. 43. 013: 536. 632

Todicescu, Al. : **The influence of the variable specific heats of fluids on the filling coefficient of internal-combustion engines.**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 11, p. 698–703

CZ 621-526

Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice

Ing. Victor BENCHE — Institutul politehnic — Braşov

Prezentarea diferenţiată a servomecanismelor hidraulice, aşa cum se face în general în literatura de specialitate, în funcţie de caracterul legăturii elementelor de reglare, de metoda de semnalizare a erorii, de tipul distribuitorului, de principiul de realizare a alimentării şi chiar în funcţie de firmele producătoare şi de maşinile şi instalaţiile pe care sînt utilizate, îngreuiază înţelegerea imediată a acestora, fiecare soluţie constructivă fiind considerată ca atare, aprecierea, alegerea, adoptarea, adaptarea sau elaborarea unui nou servomecanism ridicînd la început, în mod artificial, probleme ce par greu de rezolvat.

Definirea calităţilor funcţionale ale servomecanismelor pe baza schemelor lor hidraulice (după tipul distribuitorului şi principiul de realizare al alimentării cu lichid — cu debit şi presiune constante sau variabile, după schemele cu acoperire pozitivă, nulă sau negativă) face posibilă abstractizarea lor.

Anterior [1], au fost stabilite cîteva modele hidromecanice generalizate, pe baza relaţiilor principale dintre calităţile de exploatare ale servomecanismelor — viteza de execuţie a servomotorului, sensibilitatea, factorul de amplificare al vitezei, rigiditatea, eroarea sistemului, gradul de utilizare al puterii absorbite de pompă etc. — şi factorii care le determină — forţa rezistentă la servomotor, parametrii constructivi principali etc.

În prezenta lucrare, utilizînd aceleaşi simboluri, notaţii şi relaţii [1], se construiesc diagrame ce sintetizează în coordonate adimensionale caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. În acest mod se stabilesc criteriile necesare pentru a realiza în paralel un dublu studiu: al performanţelor unei servocomenzi date şi determinarea unei servocomenzi capabile de performanţe impuse.

Se consideră schemele de principiu ale servomecanismelor hidraulice cu motor hidrostatic rectiliniu: cu legătură deschisă între elemente, cu sertăraş distribuitor cu acoperire pozitivă (fig. 1), cu legătură de reacţie mecanică rigidă proporţională, cu sertăraş cu joc iniţial (fig. 2) şi cu joc nul; se analizează apoi diagramele din figurile 3, 4 şi 5.

În cadranul I s-a reprezentat: a) caracteristica de viteză a servomecanismului $\pi_Q\ (\pi_x)_{\pi_F}$ care exprimă dependenţa vitezei de execuţie, considerată la servomotor, de deplasarea sertăraşului de comandă pentru diverse condiţii de exploatare (sarcini); b) factorul de amplificare al vitezei de execuţie $\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x}\ (\pi_x)_{\pi_F}$, care reprezintă panta caracteristicii de viteză şi este un indiciu asupra calităţii funcţionării servomecanismului sub sarcină (valorile coborîte exprimă o funcţionare lentă, cele ridicate — o funcţionare dură); c) zona de insensibilitate a servomecanismului $(\pi_x)_{\pi_Q} = 0'$ adică abscisa la origine a caracteristicii de viteză şi care este un indiciu al promptitudinii sistemului. Cu creşterea sarcinii π_F, viteza de execuţie şi factorul de amplificare al vitezei scad, iar zona de insensibilitate creşte. Insensibilitatea cea mai ridicată o prezintă servomecanismul cu schema $x_0 < 0$, $Q_0 = \text{const}$ (fig. 4), la valori mari ale jocului iniţial π_{x0} şi ale sarcinilor π_F. Această schemă prilejuieşte şi cele mai ridicate valori ale factorului de amplificare al vitezei (funcţionarea cea mai dură). Schema cu sertăraş ideal $x_0 = 0$, $Q_0 = \text{const}$, $p_0 = p_{0max}$ (fig. 5) prilejuieşte cele mai mici valori ale vitezei şi factorului de amplificare, deci asigură funcţionarea cea mai liniştită a amplificatorului. Schema de tip $x_0 > 0$, $Q_0 = \text{const}$ (fig. 3) asigură, după parcurgerea acoperirii π_{x0}, cea mai bună promptitudine, zona de insensibilitate fiind nulă. Factorul de amplificare al vitezei este variabil, avînd valoarea cea mai mare la începutul comenzii sertăraşului. Funcţionarea este dură la începutul comenzii, cu sarcini mici, devenind mai liniştită pe măsura creşterii deschiderii ferestrei de trecere din bucşa sertăraşului şi a sarcinii la mecanismul executor.

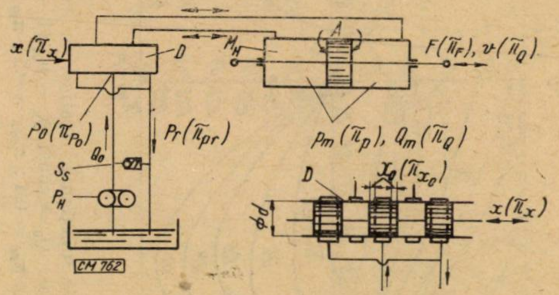


Fig. 1. Schema de principiu a servomecanismului hidraulic cu legătură deschisă între elemente, cu sertăraş distribuitor cu acoperire pozitivă:

P_H — pompa; D — distribuitor cu sertar; M_H — motor hidrostatic (cilindru de lucru cu tijă bilaterală); S_S — supapă de suprapresiune.

În cadranul II s-a reprezentat: a) caracteristica mecanică a servomecanismului hidraulic $\pi_o\ (\pi_F)_{\pi_x}$, care exprimă dependenţa vitezei de execuţie a servomotorului de rezis-

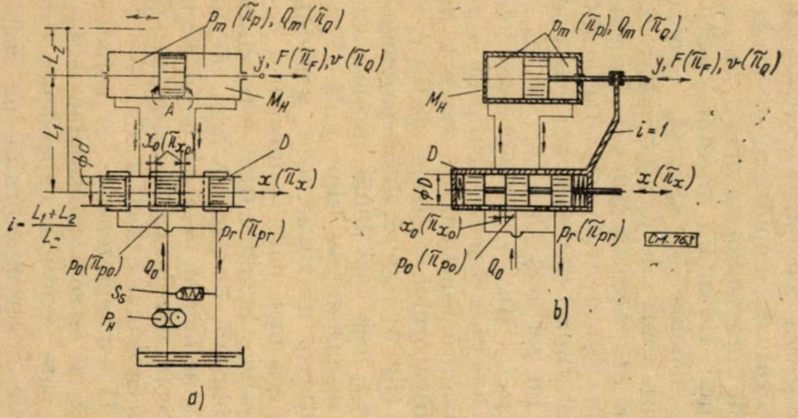

$p_m(\tilde{\pi}_p), Q_m(\tilde{\pi}_Q)$
$y, F(\tilde{\pi}_F), v(\tilde{\pi}_Q)$
M_H
L_2
L_1
A
$x_0(\tilde{\pi}_{x_0})$
D
ϕD
$x(\tilde{\pi}_x)$
$i = \frac{L_1 + L_2}{L_2}$
$p_r(\tilde{\pi}_{pr})$
$p_0(\tilde{\pi}_{p0})$
Q_0
S_s
P_H
a)
i=1
b)
CM.763

Fig. 2. Schema de principiu a servomecanismului hidraulic cu legătură de reacţie mecanică rigidă proporţională, cu distribuitor cu sertar cu joc iniţial. Legătura de reacţie se realizează :

a — sub forma unui mecanism cu pîrghii; b — prin solidarizarea bucşei sertăraşului la tija pistonului; P_H — pompa; D — distribuitor cu sertar; M_H — motor hidrostatic; S_s — supapă de suprapresiune.

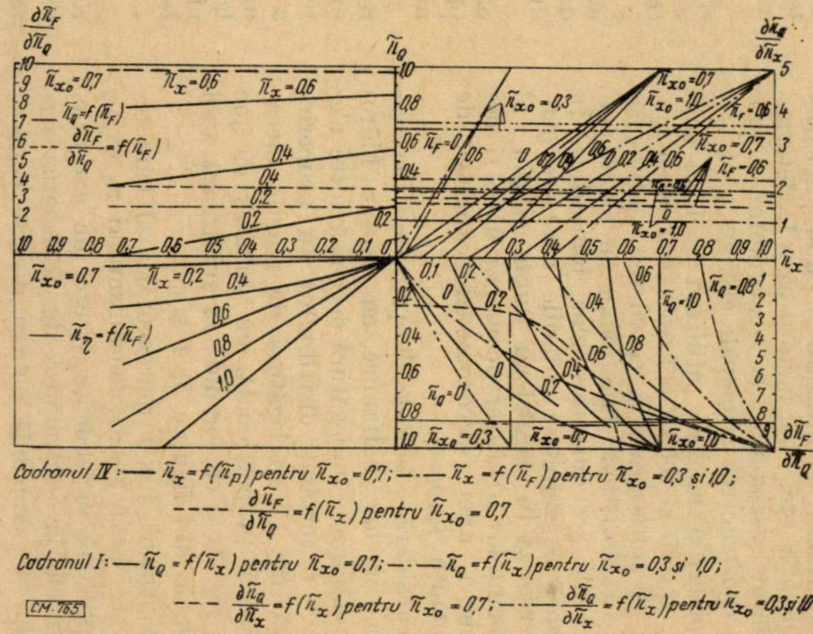


Fig. 4. Caracteristicile funcţionale statice, în regim permanent, ale servomecanismului de tip $x_0 < 0$; $Q_0 = \text{const}$; $p_0 \neq \text{const}$, cu legătură de reacţie mecanică rigidă.

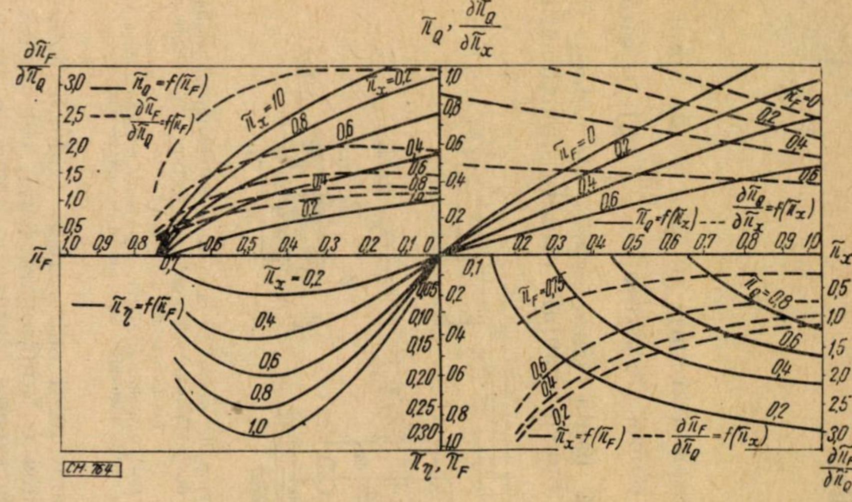


Fig. 3. Caracteristicile funcţionale statice, în regim permanent, ale servomecanismului de tip $x_0 > 0$; $Q_0 = \text{const}$; $p_0 = p_{0i}(1 - \alpha\pi_x)$, cu $\pi_{x0} = 0{,}7$; $\mu_0 = 0{,}65$; $\alpha = 0{,}2$; $\pi_{pc} = 0{,}1$; $\pi_{pfr} = 0{,}1$; $\pi_{pr} = 0{,}05$; $\eta_{va} = 0{,}95$.

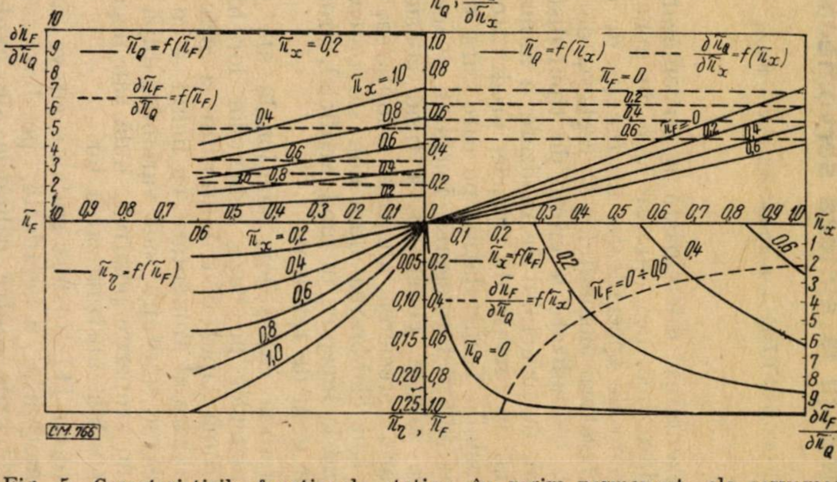


Fig. 5. Caracteristicile funcţionale statice, în regim permanent, ale servomecanismului de tip $x_0 = 0$; $Q_0 = \text{const}$; $p_0 = p_{0\,max} = \text{const}$, cu legătură de reacţie mecanică rigidă, pentru $\eta_{va} = 0{,}95$.

tenţă, la o valoare constantă a parametrului de comandă a sertăraşului (pentru o anumită deschidere a ferestrei de trecere a sertăraşului);

b) rigiditatea caracteristicii mecanice $\frac{\partial \pi_F}{\partial \pi_Q} (\pi_F)_{\pi_x}$, care este un indiciu al capacităţii transmisiei de a păstra legea de mişcare prescrisă, în cazul acţiunilor perturbatoare, evitînd apariţia discordanţei între mişcarea de comandă şi cea de urmărire. Ariile suprafeţelor cuprinse între axele de coordonate şi curbele parametrice ale caracteristicii mecanice a servomecanismului reprezintă, la scară, indicatorul puterii utile $\pi_\eta = \pi_Q \pi_F$.

Viteza de execuţie maximă se obţine la deschiderea completă a ferestrei de trecere din bucşa sertăraşului, deci la valoarea maximă a parametrului de comandă, $\pi_x = 1$. Cu creşterea sarcinii π_F, viteza de execuţie şi rigiditatea servomecanismului scad (efectul de drosel al sertăraşului distribuitor — scăderea vitezei de execuţie sub sarcină). O bună stabilitate a comenzii (rigiditatea ridicată) o asigură schemele din figurile 4 şi 5. Schema din figura 3 prezintă cele mai mici valori ale rigidităţii şi coborîrea lor pregnantă cu creşterea sarcinii.

În cadranul III s-a reprezentat dependenţa indicatorului puterii utile (la servomotor) de sarcina corespunzătoare, la o valoare constantă a parametrului de comandă $\pi_\eta (\pi_F) \pi_x$. Din compararea schemelor hidraulice analizate rezultă că cel mai bun bilanţ energetic îl prezintă tipul din figura 4, iar cel mai slab — cel din figura 5. Utilizarea raţională a acestuia din urmă se poate face în domeniul sarcinilor ridicate, la deschideri parţiale mici ale sertăraşului de comandă.

În cadranul IV s-a reprezentat: a) caracteristica statică a servomecanismului $\pi_x (\pi_F) \pi_Q$, care exprimă dependenţa, în regim de lucru permanent, a semnalului de comandă de viteza şi sarcina la servomotor şi care permite să se aprecieze mărimea erorii şi deci precizia de urmărire, la diferite viteze şi sarcini; b) variaţia rigidităţii servomecanismului cu semnalul de comandă, la diferite încărcări ale mecanismului executor $\frac{\partial \pi_F}{\partial \pi_Q} (\pi_x)_{\pi_F}$.

Caracteristica statică dă o imagine a influenţei sarcinii asupra preciziei funcţionării transmisiei de urmărire (cu legătură de reacţie), adică defineşte sensibilitatea servomecanismului sub sarcină, care se apreciază prin panta caracteristicii $\left(\frac{\partial \pi_x}{\partial \pi_F}\right) \pi_Q$.

În legătură cu aceasta, influenţa sarcinii asupra mărimilor reglate scade cu creşterea rigidităţii sistemului.

Caracteristica statică arată că eroarea (dezacordul) sistemului ε se poate micşora pe seama creşterii factorului de calitate, ceea ce practic înseamnă creşterea raportului de transmitere al legăturii de reacţie i.

Caracteristicile funcţionale prezentate analitic şi grafic, în coordonate adimensionale, permit abordarea problemei aprecierii comparative a diverselor scheme hidraulice şi soluţii constructive de servomecanisme, din punctul de vedere al oportunităţii lor. Pentru a rezolva problema cu privire la alegerea unui sertăraş cu acoperire pozitivă, nulă sau negativă, trebuie să se ţină seamă de cerinţele concrete impuse servomecanismului şi de condiţiile de utilizare a lui. Astfel, de exemplu, scurgerea lichidului prin sertăraş la rezervor este cu totul inadmisibilă în cazurile în care sistemul este alimentat cu lichid de la un acumulator hidropneumatic; în consecinţă, folosirea sertăraşelor cu acoperire negativă este în acest caz inadmisibilă.

Îmbunătăţirea caracteristicilor funcţionale ale servomecanismelor hidraulice (micşorarea zonei de insensibilitate, realizarea unei funcţionări mai liniştite prin micşorarea factorului de amplificare al vitezei, ridicarea stabilităţii comenzii prin creşterea rigidităţii etc.) este posibilă prin utilizarea unor măsuri adecvate: realizarea neliniarităţii caracteristicii sertăraşului distribuitor, utilizarea amplificatoarelor de putere cu două etaje, utilizarea unor surse de energie (pompe) cu debit reglabil etc.

Generalizarea relaţiilor de calcul şi prezentarea lor grafică în coordonate adimensionale permit compararea cu uşurinţă a calităţilor de exploatare ale diferitelor tipuri de servomecanisme şi precizarea comportării lor în diferite situaţii. Ele permit aprecierea efectelor funcţionale ale modificării izolate sau simultane a unor parametri constructivi sau ale variaţiei unor parametri independenţi, exteriori sistemului. Aceasta poate aduce micşorarea experimentărilor pentru stabilirea diferiţilor parametri, coeficienţi şi exponenţi, consideraţi complet diferiţi pentru diversele servomecanisme. Aceasta micşorează volumul de muncă al cercetătorilor.

Particularizarea schemelor tip pentru diferitele servomecanisme existente permite îmbunătăţirea formei formulelor funcţionale existente, precum şi stabilirea unor forme funcţionale acolo unde acestea încă nu există.

Particularizarea unei scheme tip generalizate permite elaborarea de noi servomecanisme.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Benche, V.* Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. În: Construcţia de maşini, nr. 3, 1969.

CZ 621.961.012

Asupra preciziei avansului în cazul ştanţării utilizînd dispozitiv de avans automat cu role

Ing. Th. EFTIMIU – I.P.E.T. – Bucureşti

Necesitatea creşterii vitezelor de ştanţare a dus la crearea unor prese cu un mare număr de lovituri pe minut, precum şi a unor dispozitive de alimentare şi avans, corespunzătoare. Dintre acestea fac parte dispozitivele de avans automat cu role care prezintă numeroase avantaje pentru exploatare : simplitate, siguranţă în funcţionare, avans precis, posibilităţi de reglare într-un interval mare şi fără trepte a avansurilor, folosirea aceluiaşi dispozitiv pentru o gamă relativ largă de presiuni şi laturi, acţionarea acestuia de către presă şi deci existenţa unei legături cinematice între cursa berbecului şi avansul materialului.

În principiu, acest tip de dispozitiv se compune (fig. 1) din două perechi de valţuri (role), acţionate intermitent prin intermediul unor angrenaje fixate pe acelaşi ax şi al unei tije ce transmite mişcarea de la un excentric montat pe arborele presei. Mişcarea intermitentă este realizată cu ambreiaje de cursă liberă.

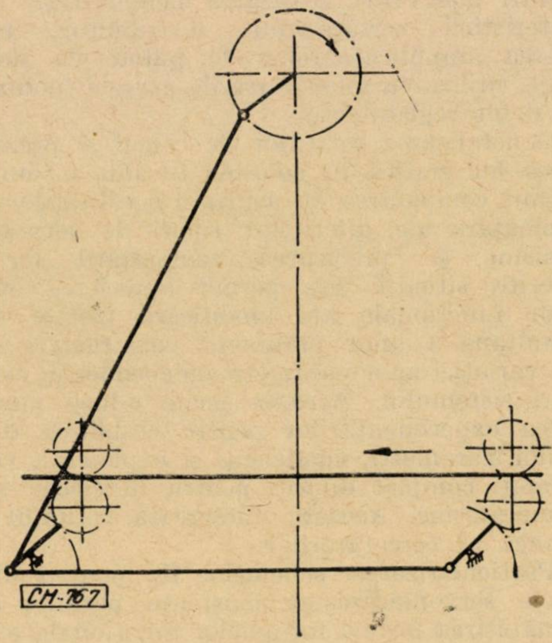


Fig. 1

Cele două perechi de role, de intrare şi de ieşire, sînt sincronizate prin intermediul unei tije şi pîrghie de sectoare dinţate. Rolele superioare, apăsate de resoarte puternice pe cele inferioare, pot fi distanţate fie prin coborîrea berbecului fie manual.

Există dispozitive cu o singură pereche de role, dar cele mai răspîndite, prezentînd multiple calităţi, sînt cele cu role, atît la intrare cît şi la ieşire. Folosirea acestui dispozitiv permite ştanţarea pieselor din fîşie sau din bandă.

Folosirea benzii prezintă următoarele avantaje :

— elimină operaţia intermediară de tăiere din tablă precum şi utilajul corespunzător (foarfeca ghilotină, foarfeca cu role etc.) necesar obţinerii fîşiilor ;

— permite creşterea gradului de folosire al numărului de lovituri ale presei în cazul lucrului cu lovituri continue, prin eliminarea timpului nefolosit rămas între ştanţarea ultimei piese de la fîşia precedentă pînă la ştanţarea primei piese din fîşia următoare ;

— permite creşterea coeficientului de folosire al materialului prin eliminarea posibilităţii de ştanţare incompletă a primei sau a ultimei, eventual a ambelor piese de fîşie ;

— elimină dezechilibrarea sculei datorită variaţiei poziţiei centrului de presiune, chiar în cazul ghidării pe coloane ;

— uşurează operaţia de alimentare a presei ; în cazul alimentării cu bandă se folosesc dispozitive de derulare, care pot fi acţionate manual pentru colaci de greutate mică sau mecanic în cazul celor cu greutate mare ;

— reduce considerabil efortul fizic al muncitorului, rolul său reducîndu-se la supravegherea desfăşurării ştanţării ;

— asigură un avans mai sigur al materialului prin înlăturarea oscilaţiilor ce apar la capătul fîşiilor.

Comparînd aceste avantaje cu dezavantajele, dintre care cel mai important este costul sporit, se poate hotărî asupra folosirii parţiale sau chiar exclusive a benzilor metalice în atelierul de presare.

În continuare se vor analiza factorii care concură la asigurarea unui avans precis. Imprecizia avansului poate duce la nerespectarea pasului de avans deci la scăderea productivităţii, datorită întreruperilor, măririi rebuturilor prin ştanţări parţiale, suprapuse, consumului sporit de material prin mărirea puntiţei între piese etc. Cauzele care pot împiedica parţial sau total realizarea unui avans sigur şi centrarea corespunzătoare a benzii sînt : forţele de inerţie ce apar la avans ; imprecizia funcţionării dispozitivului de avans cu role şi reglarea necorespunzătoare a acestuia ; caracteristicile constructive ale ştanţei şi montarea sa incorectă ; proprietăţile necorespunzătoare ale materialului și croirea necorespunzătoare a benzii.

În cursul funcționării dispozitivului, banda are un avans intermitent. Apar accelerații care duc la variația vitezei după un anumit ciclu, în funcție de numărul de lovituri pe minut ale presei, mărimea avansului etc. Numai o parte din forțele de inerție care apar sînt preluate de frînele fixate pe axele rolelor, forțele neanulate determinînd abateri ale avansului benzii. Pentru a menține accelerația în limite acceptabile, pentru un diametru obișnuit al rolelor, se recomandă ca unghiul de rotație al acestora, la un singur avans, să nu depășească 75°.

În general, pentru limitarea forțelor de inerție, nu se poate acționa asupra secțiunii benzii, aceasta fiind determinată tehnologic. Folosirea rolelor călite și rectificate permite creșterea presiunii specifice de antrenare. Unele dispozitive de avans au role striate longitudinal, acestea fiind însă folosite numai la ieșirea materialului la partea unde banda a devenit deșeu, pentru a nu deteriora suprafața pieselor. În același scop, se iau măsuri pentru devansarea avansului benzii față de momentul pătrunderii manșoanelor în material, astfel ca în acest moment banda să fie în repaus.

În afara forțelor de inerție, apar forțe care provoacă oscilația benzii în special în cazul benzilor late, nerigide, cu o grosime sub 0,5 mm și o lățime mai mare de 100 mm. Aceste forțe se anulează foarte greu, recurgîndu-se la alte tipuri de dispozitive de avans.

Dispozitivul de avans cu role prezintă diferite jocuri în angrenaje, lagăre, articulații, cuplaje, care ating — prin însumare — valori importante, dăunătoare preciziei. Cele mai importante apar în angrenaje unde, datorită grosimii materialului, angrenarea nu se mai realizează corect.

În cazul cînd ambreiajul de cursă liberă prezintă o funcționare necorespunzătoare datorită uzurii căii de rulare sau a pătrunderii uleiului sau vaselinei, se impune înlocuirea inelului pe care rulează rolele sau curățirea sa. Funcționarea necorespunzătoare a ambreiajului de cursă liberă se manifestă prin realizarea unui avans inconstant ca semn. Banda arată ca în figura 2, în care s-a notat: p_n — pasul normal, rezultat constructiv la matriță; p_i — pasul întîrziat, rezultat din funcționarea cu întîrziere a ambreiajului ($p_i < p_n$); p_a — pasul avansat, rezultat din intrarea în funcțiune mai înainte de momentul necesar a ambreiajului ($pa > pn$).

Reglarea necorespunzătoare (inegală) a resoartelor care asigură presiunea de contact între rolele superioare și cele inferioare are ca rezultat o presiune specifică inegală și deci tracțiunea necorespunzătoare față de cele două extremități transversale ale benzii, fapt care duce la avansul inegal al benzii în secțiune transversală. În cazul din figura 3 ($F_1 > F_2$) rezultă o rămînere în urmă a punctului B, față de punctul A.

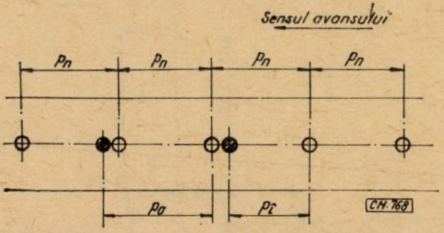


Fig. 2

Această situație apare și la rolele de la ieșire, în cazul existenței unui deșeu la care puntițele marginale au lățimi inegale, sau la care există numai o singură puntiță marginală.

Pentru ca banda să fie întinsă corect în momentul ștanțării, este necesar să existe o diferență între viteza V_1 a rolelor de la intrare și viteza V_2 a rolelor de la ieșire. De obicei, $V_2 = 1,01 \ldots 1,02\ V_1$. Această diferență este necesară datorită alungirii benzii în urma ștanțării. Pentru aceasta se recurge la diferite soluții constructive, cea mai des folosită fiind realizarea unei excentricități la axul rolelor de ieșire.

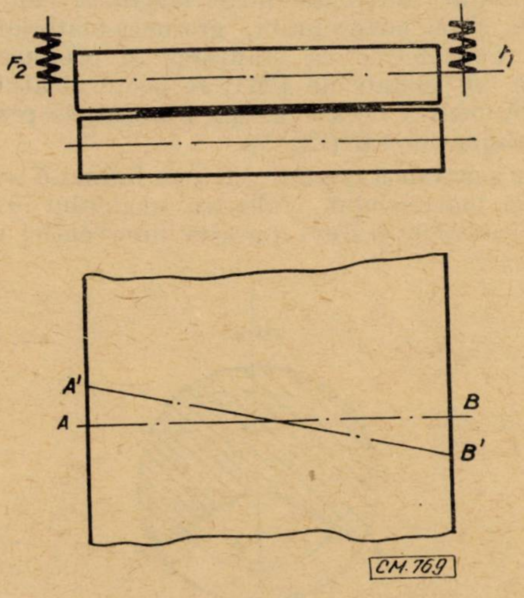


Fig. 3

Eliberarea benzii înainte de intrarea poansoanelor de găurit sau decupat are ca scop centrarea precisă a fîșiei cu ajutorul căutătorilor. Trebuie specificat că acțiunea de centrare a acestora este relativ limitată de panta porțiunii conice, de înălțimea ei etc., fapt de care trebuie ţinut seamă în exploatare (fig. 4). Succesiunea intrării în funcţiune a diferitelor elemente ale ştanţei este următoarea : eliberarea benzii, centrarea, ştanţarea.

Pentru ca banda de material să aibă o poziţie cît mai stabilă în momentul ştanţării, este necesar ca avansul să fie terminat cu un anumit timp înainte. În acest scop se foloseşte un disc cu poziţia reglabilă, situat pe arborele principal, care comandă tija de acţionare a pîrghiilor sectoarelor dinţate. Poziţia necesară a discului se stabileşte funcţie de cursa berbecului, mărimea avansului, numărul de curse pe minut, diferenţa între lungimea căutătorului şi a poansonului, grosimea materialului etc. Considerînd că ştanţarea se produce cu circa 30° înainte de PMI, se poate alcătui un grafic pentru fiecare avans din care să rezulte decalajul necesar (fig. 5).

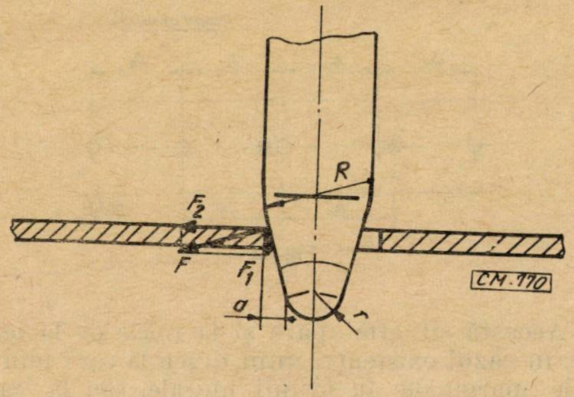


Fig. 4

Pe porţiunea arcului AB este interzisă avansarea materialului. Valoarea unghiului θ variază între 90 şi 150°, datorită intervenţiei unui număr mare de factori ; mărimea lui θ, şi deci a decalajului necesar între terminarea avansului şi intrarea în funcţiune a elementelor active şi de centrare ale ştanţei, se poate stabili, cel mai convenabil, experimental. Important este ca, o dată stabilit acest decalaj, reglarea corectă să fie cunoscută şi executată întocmai de toţi reglorii din schimburi.

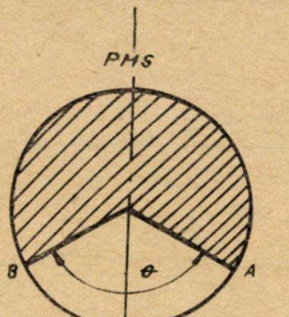


Fig. 5

În general, dispozitivul de avans automat cu role se foloseşte în cazul ştanţelor combinate cu acţiunea succesivă. La asigurarea preciziei avansului este de mare importanţă folosirea judicioasă a unor elemente de altfel întîlnite şi la ştanţele cu avans manual : căutători, poansoane laterale de pas, tampoane etc. Alegerea elementelor corespunzătoare se face ţinînd seamă de configuraţia piesei, de economia de material, croirea benzii, calitatea materialului etc.

În general, fiind necesară o ghidare laterală pe distanţă cît mai mare, elementele de conducere se prelungesc şi în afara gabaritului plăcii de tăiere, la intrare cît şi la ieşire (fig. 6). În cazul cînd distanţa dintre ştanţă şi rolele de avans este mai mare, este necesară rezemarea şi limitarea superioară a materialului, la intrarea şi ieşirea din ştanţă.

În cazul benzilor rigide, pot fi folosite pentru ghidare coloanele ştanţei. Acestea, de obicei în număr de patru (cîte două la intrare şi ieşire), au pentru ghidarea elementelor active şi a benzii, o construcţie diferită de cea clasică (fig. 7). Coloanele reţinute în placa portpoanson alunecă liberă în placa de descărcare, putîndu-se şi roti pentru uniformizarea uzurii. Distanţa dintre coloane este egală cu lăţimea benzii la care se adaugă un joc de 0,2 — 0,3 mm. Conicitatea serveşte pentru o aliniere mai uşoară a benzii.

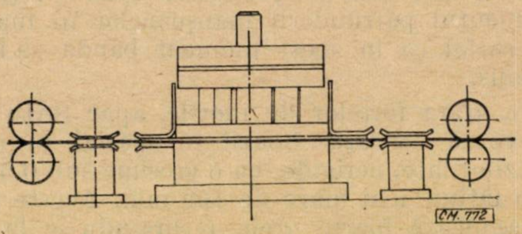


Fig. 6

Elementele active sînt constituite de obicei din fragmente, în scopul uşurării prelucrării şi al înlocuirii pieselor accidentate. Suprafaţa plăcii de tăiere trebuie să fie perfect netedă. Nu se recomandă ca găurile şuruburilor de prindere a fragmentelor să fie străpunse, pentru a nu permite strîngerea aşchiilor şi impurităţilor, care ar îngreuia avansul materialului (fig. 8).

De asemenea, se recomandă ca locaşurile matriţelor să nu depăşească lăţimea fişiei, lucru ce se întîmplă uneori la matriţele de retezat.

În cazul cînd ştanţa realizează şi operaţii de îndoire, este necesar să se asigure suprafeţe de rezemare pentru piesa îndoită pentru a permite avansul sigur al materialului, urmînd ca ultima operaţie să fie retezarea sau decuparea piesei finite. De obicei piesele se îndoaie cu ambele braţe în jos (fig. 9).

Dacă una din operaţiile realizate este ambutisare, piesa se aşază ca în figura 10. În acest fel, banda din care piesa nu se decupează decît la ultima operaţie poate avansa corect.

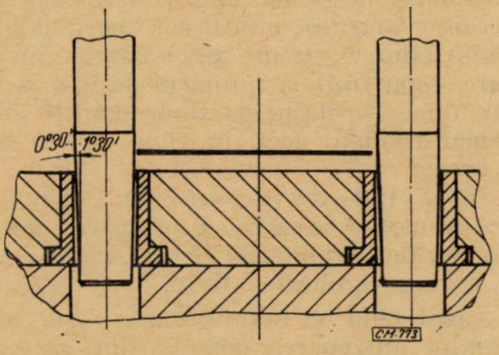


Fig. 7

Poansoanele alcătuite sau nu din fragmente se recomandă să fie ascunse în placa de extragere la 1—2 mm de suprafaţa ei inferioară.

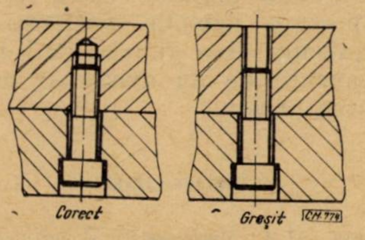


Fig. 8

Căutătorii, datorită formelor specifice, nu împiedică avansul. Se cere însă respectarea cu atenţie a diferenţei dintre lungimea căutătorilor şi cea a poansoanelor. În cazul ştanţării din fîşii, pentru obţinerea corectă a ultimei piese, se cere ca în poansonul de decupare să se prevadă obligatoriu căutători. Pentru centrare se pot folosi găuri existente în piesă sau găuri tehnologice.

În cazul avansurilor mari se impune folosirea unor tampoane care să limiteze poziţia piesei la decupare.

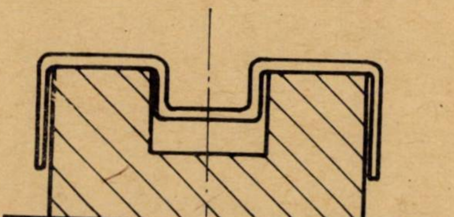


Fig. 9

Elementele de extragere sînt de mare importanţă pentru avansul corect al materialului. Dezbrăcarea fîşiei de pe poansoane trebuie să se facă foarte prompt. În acest scop se iau diferite măsuri : introducerea unor elemente arcuitoare puternice — arcuri cilindrice elicoidale sau tampoane de cauciuc, asigurarea între placa de extragere şi suprafaţa de tăiere a unui spaţiu foarte mic (fig. 11) etc. În cazul neasigurării unei extrageri rapide a benzii de pe poanson, avansul începînd la un timp mic după ştanţare — în special în cazul neasigurării unui decalaj corect între cele două momente — forţa de frecare ce ia naştere între suprafaţa interioară a benzii ştanţate şi cea exterioară a poansonului dă posibilitatea formării unei ondulaţii a benzii (fig. 12).

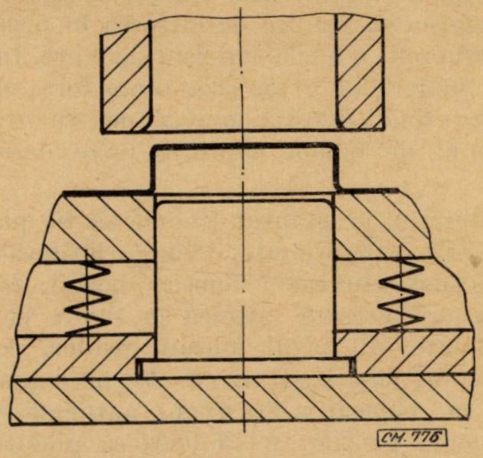


Fig. 10

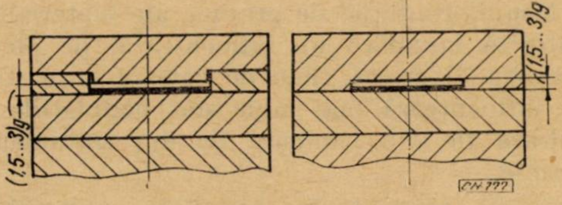


Fig. 11

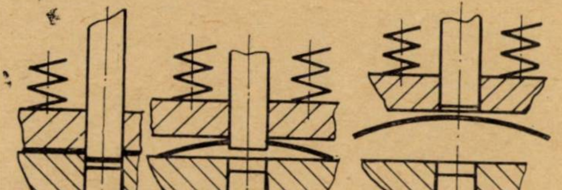


Fig. 12

La montarea ştanţei, se recomandă ca suprafaţa plăcii de tăiere să corespundă cu nivelul rolelor. Cursa berbecului va fi cea prescrisă de proiectant, ţinîndu-se seamă şi de corelaţia ce există între avans, cursă şi numărul de lovituri pe minut.

În cazul ştanţării din bandă, aceasta trebuie să formeze, înainte de intrarea în prima pereche de role, o buclă suficient de mare. În acest mod, materialul avansează uşor, forţa de antrenare fiind folosită numai pentru tragerea porţiunii de bandă cuprinsă între derulor şi role.

Materialul de ştanţat trebuie să fie plan, cu marginile nedeteriorate, tăiat la lăţimea corespunzătoare. În cazul folosirii benzii, fabricile furnizoare asigură lăţimea în limite suficient de strînse. În cazul folosirii fîşiilor, condiţia succesului unei ştanţări corecte pe o piesă dotată cu dispozitiv de avans automat, constă în tăierea benzilor pe o foarfecă ghilotină de bună calitate. Aceasta asigură o lăţime constantă a fîşiei, cunoscînd că, de obicei, există o diferenţă la extremităţi între cele două laturi. Această diferenţă poate atinge 1—2 mm la fîşia de 2 000 mm lungime, faţă de valoarea admisibilă de 0,2—0,4 mm.

Neuniformităţile de grosime ale materialului datorită laminării nu influenţează, de obicei, precizia de avans, fiind de valoare mică. Ceea ce influenţează mai mult sînt ondulaţiile rezultate fie din laminare fie din tratamentul termic.

Oxizii existenţi la suprafaţa materialului îngreuiază avansul ducînd şi la uzura extrem de rapidă a elementelor active.

Este necesar ca după ultima operaţie să rezulte un deşeu lateral continuu, care să permită antrenarea şi de către rolele de la ieşire.

Se recomandă ca puntiţele marginale să aibă o anumită lăţime pentru ca, ţinînd seamă de presiunea specifică dintre role, să rezulte forţa de antrenare necesară. Uneori este necesar să se accepte mărirea puntiţelor marginale, caz favorabil cînd există un deşeu lateral inutilizabil care, repartizat la numărul de fîşii rezultat iniţial, duce la obţinerea unor puntiţe marginale mai robuste deci, în final, la un avans mai precis.

În cazul cînd sînt necesare găuri tehnologice pentru centrare, poziţia şi numărul acestora trebuie să fie stabilită cu discernămînt, pentru a nu reduce rigiditatea fîşiei.

În cazul cînd se ambutisează piese, pentru a permite antrenarea corectă din partea rolelor de ieşire, se poate recurge la role de tip special care să evite deformările rămase după decuparea finală a presei, călcînd numai pe extremităţile nedeformate.

Din cele de mai sus rezultă că folosirea avansului automat impune cîteva condiţii de a căror respectare depinde obţinerea preciziei necesare precum şi a funcţionării fără întreruperile cauzate de un avans inconstant sau de dereglarea acestuia.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baranovski, M.A.* Mecanizarea şi automatizarea producţiei de piese ştanţate. Bucureşti, I.D.T., 1963.

[2] *Mäckelt H.* Die mechanischen Pressen, München, C. Hanser, 1961.

CZ 621. 941 : 620.191.35

Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitate şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite

Conf. dr. ing. Ştefănuţă ENACHE – Institutul politehnic – Bucureşti
Şef lucrări ing. Dumitru DRAGU – Institutul politehnic – Bucureşti

Îmbunătăţirea calităţii şi mărirea duratei de funcţionare a maşinilor şi utilajelor se pot obţine nu numai prin folosirea materialelor de calitate superioară ci şi prin ameliorarea rugozităţii şi preciziei de prelucrare. Practica industrială arată că piesele care lucrează la uzură îşi pierd repede dimensiunile dacă suprafeţele lor prezintă asperităţi mari care nu sînt în concordanţă cu precizia dimensională.

De exemplu, dacă la arborii rectificaţi uzura iniţială a asperităţilor este de 3 pînă la 15 μm [6] pe diametru, atunci jocul iniţial în cazul unei asamblări cu joc se va schimba repede în procesul de lucru al pieselor îmbinate. Pe de altă parte, prelucrarea prea fină, de prisos, duce la creşterea intensă a costului prelucrării şi, în unele cazuri, poate să aibă efecte dăunătoare asupra funcţionării mecanismelor. De exemplu, printr-o netezire exagerată, la o valoare mică a jocului între cilindru şi piston, pelicula de ulei neputînd fi reţinută între suprafeţele de contact, se poate produce griparea pistonului.

Din cele arătate rezultă că între rugozitate şi precizia dimensională există o anumită legătură, de care, atît proiectantul, cît şi tehnologul trebuie să ţină seamă la proiectarea şi respectiv executarea pieselor.

La proiectarea pieselor, în desenele de execuţie trebuie să se prescrie toleranţa de fabricaţie şi rugozitatea pentru fiecare suprafaţă în parte. Pentru prescrierea rugozităţii, în lipsa existenţei unei relaţii între rugozitate şi precizia dimensională, proiectanţii se folosesc fie de normative, dintre care unele sînt depăşite, fie de experienţa proprie, mai mult sau mai puţin obiectivă. Aceste metode nu mai corespund în suficientă măsură exigenţelor actuale faţă de prescrierea judicioasă a rugozităţii suprafeţelor.

La prelucrarea pieselor, ţinînd seamă de precizia dimensională şi de rugozitatea corespunzătoare prescrisă în desenul de execuţie, tehnologul trebuie să stabilească procedeul de lucru şi, respectiv, regimul de aşchiere.

În cadrul lucrării de faţă se propune stabilirea legăturii dintre rugozitate, pe de o parte, şi precizia dimensională şi diametrul piesei pe de altă parte, în cazul strunjirii de finisare sub două aspecte, şi anume :

— stabilirea relaţiei menţionate pentru uzul proiectanţilor ;

— stabilirea relaţiei dintre regimul de aşchiere pe de o parte şi precizia dimensională şi rugozitatea pe de altă parte, pentru uzul tehnologilor.

Aceste relaţii vor permite stabilirea corectă a unor valori optime ale criteriului de rugozitate, precum şi ale regimului de aşchiere corespunzător.

Cercetările experimentale efectuate au la bază o metodică elaborată de autori, care a permis realizarea unor mari economii de material prelucrat şi de timp.

Experienţele s-au efectuat pe un strung tip S_3, avînd puterea electromotorului $N = 7$ kW. Materialul prelucrat a fost oţel OL 60 (STAS 500—49) sub forma unei bare de formă cilindrică cu dimensiunile iniţiale de 125 mm diametru şi 500 mm lungime. Cuţitele utilizate au fost armate cu plăcuţe de carburi metalice marca T15K6, avînd secţiunea corpului de 25 x 25 mm şi lungimea în consolă de 40 mm. Pe bara de oţel folosită pentru experienţe au fost strunjite şanţuri inelare cu lăţimea constantă b = 10 . . . . 0,1 mm, ca în figura 1.

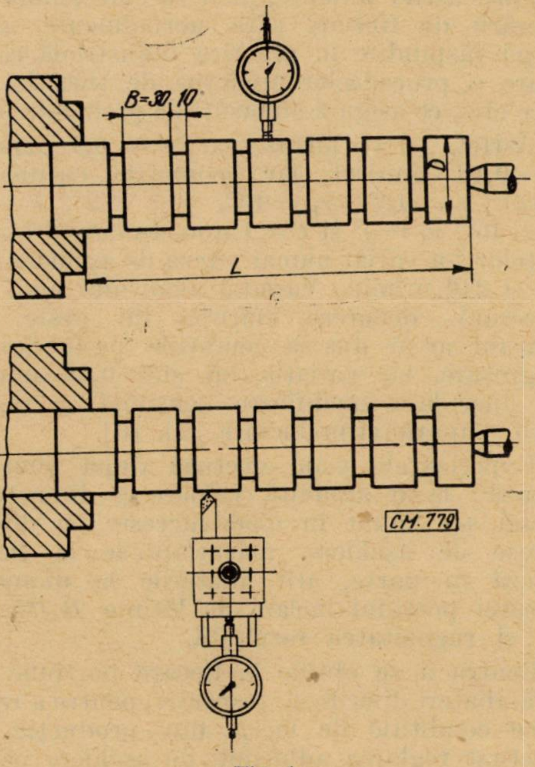


Fig. 1

Pentru măsurarea rugozității R_z s-a utilizat microscopul Linnik — Schmaltz adaptat în mod special de autori pentru măsurări directe pe strung (fig. 2), iar pentru măsurarea abaterilor la diametrul piesei prelucrate s-a folosit un comparator cu cadran circular *1*, avînd valoarea diviziunii de 0,001 mm.

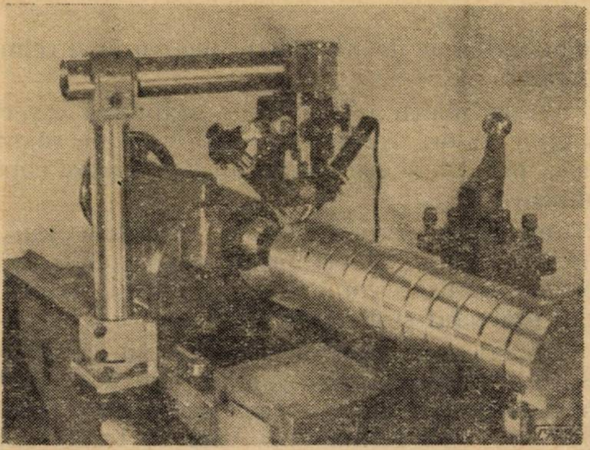


Fig. 2

Regimul de așchiere și geometria cuțitelor au fost astfel stabilite, încît să corespundă prelucrării de finisare care, actualmente, are o largă răspîndire în practica industrială ca urmare a procedeelor moderne de turnare, forjare etc., ce asigură adausuri de prelucrare mici.

Astfel, s-a lucrat cu $t = 0{,}3$ mm și $s = 0{,}18$ mm/rot, iar geometria cuțitelor a fost: $\alpha = 10°$, $\alpha_1 = 15°$, $\gamma = -2°$, $\lambda = 2°$, $\varkappa = 45°$, $\varkappa_1 = 5°$ și r = 1 mm. În cursul experiențelor s-a variat numai viteza de așchiere între 30 și 240 m/min. Variația avansului nu a fost necesară, deoarece mărirea lui peste 0,18 mm/rot ar fi dus la condițiile prelucrării de degroșare, iar variația lui sub 0,18 mm/rot nu duce la o modificare sensibilă a rugozității suprafeței prelucrate [2], [6].

Experiențele s-au efectuat după cum urmează: la o anumită valoare a diametrului piesei s-a lucrat în mod succesiv cu diferite viteze de așchiere, măsurîndu-se la fiecare viteză în parte, atît abaterile la diametrul fiecărei porțiuni inelare de lățime B (fig. 1), cît și rugozitatea rezultată.

Pentru a se obține la fiecare porțiune inelară abateri diferite și, respectiv, pentru a reproduce condițiile de lucru din producție, s-a efectuat reglarea adîncimii de așchiere pentru fiecare porțiune inelară în parte (s-a considerat că fiecare porțiune inelară reprezintă o piesă separată). În scopul evitării erorilor produse de jocul șurubului saniei transversale a căruciorului, s-a folosit, pentru reglarea adîncimii de așchiere, comparatorul *2* (fig. 1). Se menționează faptul că la trecerea la alte diametre ale piesei, la care se procedează în mod asemănător cu cele arătate mai înainte, lungimea piesei de prelucrat a fost micșorată, astfel încît raportul dintre lungime L și diametrul D să rămînă constant $\left(\frac{L}{D} = \text{ct}\right)$.

Pentru fiecare valoare a diametrului s-a prelucrat cu reglaje diferite un număr de 24 porțiuni inelare, ceea ce echivalează de fapt cu prelucrarea a 24 piese. Valoarea toleranței δ a fost determinată cu relația:

$$\delta = D_{max} - D_{min}, \quad \mu\text{m}. \qquad (1)$$

În literatura de specialitate [3], [7] există puține date în legătură cu problema stabilirii legăturii dintre rugozitate, diametrul piesei și precizia dimensională. Astfel, se prezintă, pe baza unor experiențe legate de uzura suprafețelor în contact, recomandări privind raportul dintre rugozitate și toleranță. Aceste recomandări pe lîngă faptul că cu ajutorul lor se pot stabili numai valori orientative ale rugozității, mai prezintă deficiența că ele, nefiind stabilite în condițiile așchierii, nu pot fi utile tehnologului pentru determinarea regimului de așchiere optim necesar pentru obținerea rugozității și preciziei dimensionale prescrise. Astfel, deși rugozitatea nu depinde de precizia dimensională, totuși se poate afirma că între acești doi parametri caracteristici există o legătură determinată de condițiile de așchiere ale unui anumit procedeu de prelucrare. Cu alte cuvinte, printr-un procedeu de prelucrare oarecare, efectuat cu anumite regimuri de așchiere și în funcție de diverși alți factori, se obține o anumită precizie dimensională și o anumită rugozitate. Trebuie precizat însă faptul că, dacă un procedeu de prelucrare asigură o anumită precizie dimensională, rugozitatea corespunzătoare va putea fi influențată de regimul de așchiere și de celelalte condiții de așchiere.

Pe de altă parte, așa cum s-a mai arătat și cum se va vedea mai departe, în exploatare, ca urmare a uzurii, valoarea inițială a rugozității are uneori o influență mare asupra preciziei dimensionale a ansamblurilor prin modificarea dimensiunilor pieselor componente.

Rezultă, deci, motivele pentru care este foarte importantă stabilirea legăturii dintre rugozitate și precizia dimensională la diferite regimuri de așchiere care să servească constructorilor la determinarea rugozității optime, iar tehnologilor pentru a o obține.

În urma experiențelor efectuate conform metodicii arătate mai înainte, s-au obținut rezultatele experimentale date în tabela 1. Pe baza acestor rezultate, în figura 3 s-au trasat curbele de variație ale relațiilor $R_z = f_1$(D), la diferite viteze de așchiere și respectiv $R_z = f_2(\delta)$. În ceea ce privește relația $R_z = f_2$ (δ), s-a constatat că, la diferitele valori ale vitezei

Tabela 1

Diametrul piesei prelucrate: D = 30 mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
δ, µm	90	85	80	77	–
R_z, µm	13	12,7	12	11,5	–
D = 55 mm					
v, m/min	30	60	90	150	240
δ, µm	110,	105	100	96	90
R_z,µm	16,5	15,7	15	14,4	13,5
D = 75 mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
δ, µm	115	110	105	100	95
R_z, µm	17,2	16,5	15,7	15	14,2
D = 90 mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
v, µm	120	115	111	105	97
R_z, µm	18	17,2	16,5	15,7	14,5
D = 100 mm					
v m/min	30	60	95	150	240
δ µm	128	121	115	110	100
R_z, µm	19,2	18,1	17,2	16,5	15
D = 122 mm					
v m/min	30	60	95	150	240
Yδ, µm	135	126	120	115	110
R_z, µm	20,2	18,9	18	17,2	16,5

de așchiere, punctele experimentale se suprapun în majoritatea lor, astfel că toate curbele au aceeași pantă; pentru claritatea graficului s-a trasat numai o curbă. De asemenea, din figura 3 se constată că curbele $R_z = f_1$ (D) sînt paralele și deci au, de asemenea, aceeași pantă.

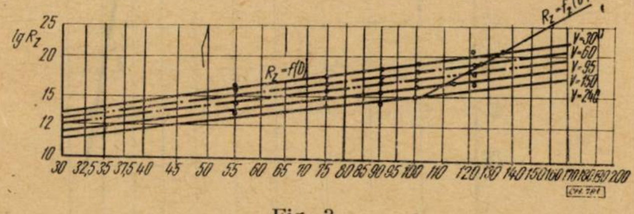


Fig. 3

În urma prelucrării rezultatelor experimentale [1], [5], s-a obținut relația (2), care exprima legătura dintre rugozitatea suprafeței prelucrate și diametrul piesei, respectiv precizia dimensională:

$$R_z = C_z \, \delta^{x_z} D^{y_z} K_c \ \mu\text{m}, \tag{2}$$

în care:

δ este toleranța, µm;
D — diametrul piesei de prelucrat, mm;
$C_z = 0{,}2$ — coeficient ce depinde de condițiile de așchiere;
K_c — coeficient ce ține seamă de clasa de precizie (1/mm);
$x_z = 0{,}58$ — exponent ce arată influența toleranței asupra rugozității;
$y_z = 0{,}15$ — exponent ce arată influența diametrului asupra rugozității.

Valorile coeficientului K_c se dau în tabela 2.

Tabela 2

Clasa de precizie	K_c
1	0,6
2	0,75
3	0,9
4	1
5	1,28

Necesitatea coeficientului de corecție K_c a apărut ca urmare a faptului că raportul $\frac{\delta}{D}$ este diferit pentru fiecare clasă de precizie. Din tabela 1 se observă că valorile obținute pentru δ corespund claselor de precizie 4 și 5, respectiv preciziei date de procedeul de prelucrare aplicat la experimentare.

Pe baza relației (2) s-a întocmit tabela 3, care cuprinde valorile limită ale rugozității R_z și R_a în µm pentru suprafețe de contact, în funcție de dimensiuni și de precizie dimensională. La întocmirea tabelei 3 s-a ținut seamă de faptul că, în cursul exploatării, ca urmare a uzurii inițiale, asperitățile suprafețelor în contact se micșorează cu peste 50% [3] din înălțimea lor inițială, fapt care poate provoca mărirea diametrului la alezaje sau micșorarea acestuia la arbori.

Acest fapt are drept rezultat modificarea felului ajutajului [4] și respectiv o funcționare defectuoasă a mecanismului respectiv. La întocmirea tabelei 3, s-au luat în considerare numai precizii pînă la clasa a 5-a inclusiv, deoarece celelalte clase de precizie sînt foarte rar folosite pentru suprafețele de contact în mișcare.

Importanța și utilizarea relației dintre viteza de așchiere, precizia dimensională și rugozitate a fost arătată mai înainte. Aici se va adăuga numai faptul că o astfel de relație, după cunoștința noastră, nu există în literatura de specialitate.

Pentru stabilirea acestei legături s-au considerat relațiile $R_z = f_1(D)$ și $\delta = f_2(D)$ pentru diferite viteze de așchiere, relații ce sînt reprezentate în graficele din figura 3 și respectiv figura 4. În ambele grafice, considerîndu-se diametrul constant (D = 100), s-au găsit valorile necesare pentru a se putea trasa curbele $v = f_1(\delta)$ și $v = f_2(R_z)$ prezentate în

Tabela 3

Diametrele nominale, mm	Clasele de precizie									
	1 (5,6)*		2(6,7)*		3(7,8)*		4 (∼9)*		5(10)*	
	R_a	R_z	R_a	R_z	R_a	R_z	R_a	R_z	R_a	R_z
1–3	0,20–0,32	0,80–1,25	0,32–0,63	1,25–2,50	0,50–0,80	2,0–3,2	0,63–1,00	2,5–4,0	1,25–2,00	5,0–8,0
3–6	0,25–0,40	1,00–1,60	0,40–0,63	1,60–2,50	0,63–1,00	2,5–4,00	8,00–1,25	3,2–5,0	1,6–2,5	6,3–10,0
6–10	0,32–0,50	1,25–2,00	0,50–0,80	2,0–3,2	0,80–1,25	3,2–5,0	1,0–1,0	4,0–6,3	2,0–3,2	8,0–12,5
10–18	0,40–0,63	1,6–2,5	0,63–1,00	2,5–4,0	1,00–1,60	4,0–6,3	1,25–2,00	5,0–8,0	2,5–4,0	10–16
18–30	0,40–0,80	1,6–3,2	0,80–1,25	3,5–5,0	1,25–2,00	5,0–8,0	1,6–2,5	6,3–10,0	3,2–5,0	12,5–20
30–50	0,50–2,80	2,0–3,2	1,00–1,60	4,0–6,3	1,25–2,00	5,0–8,00	1,6–2,5	6,3–10,0	4,0–5,0	16–20
50–80	0,63–1,00	2,5–4,0	1,00–1,60	4,0–6,3	1,6–2,5	6,3–10,0	2,0–3,2	8,0–12,5	4,0–6,3	16–25
80–120	0,63–1,25	2,5–4,0	1,25–2,00	5,0–8,0	2,0–3,2	8,0–12,5	2,5–4,0	10–16	5,0–6,3	20–25
120–180	0,80–1,25	3,5–5,0	1,25–2,00	5,0–8,0	2,5–3,2	10,0–12,5	2,5–4,0	10–16	6,3–8,0	25–32
180–260	1,00–1,60	4,0–6,3	1,6–2,5	6,3–10,0	2,5–4,0	10,0–16,0	3,2–5,0	12,5–20,0	6,3–10	25–40
260–360	1,00–1,60	4,0–6,3	1,6–2,5	6,3–10,0	3,2–5,0	12,5–20,0	3,2–5,0	12,5–20,0	8,0–12,5	32–50
360–500	1,25–2,00	5,0–8,0	2,0–3,2	8,0–12,5	3,2–5,0	12,5–20,0	4,0–6,3	16–25	10,0–12,5	40–50

* În paranteze sînt date notaţiile claselor de precizie, respectiv calităţile corespondente din I.S.O-; în cazul a două cifre, prima reprezintă calitatea corespunzătoare pentru arbori, iar a doua pentru alezaje.

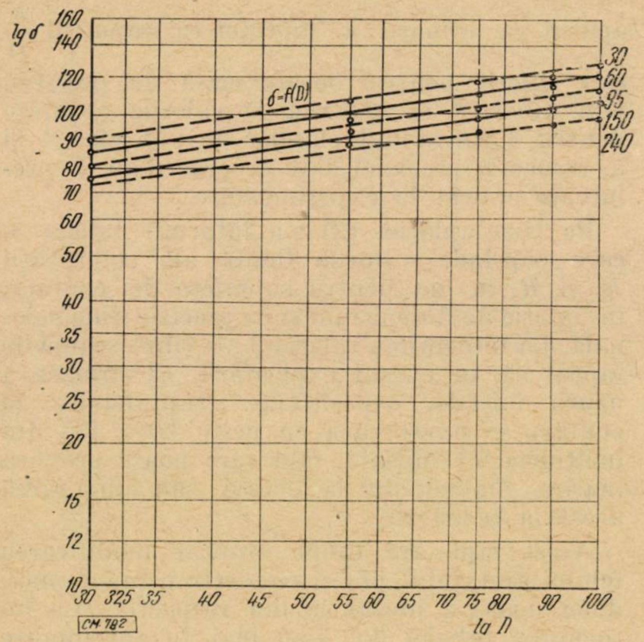


Fig. 4

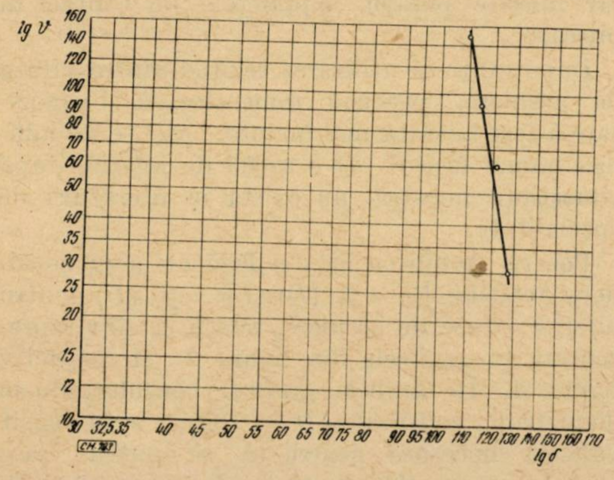


Fig. 5

figurile 5 şi 6, de unde, pe baza stabilirii pantei curbelor respective, s-au determinat valorile exponenţilor x_v şi y_v din relaţia (3). În urma prelucrării finale a rezultatelor experimentale s-a obţinut relaţia (3):

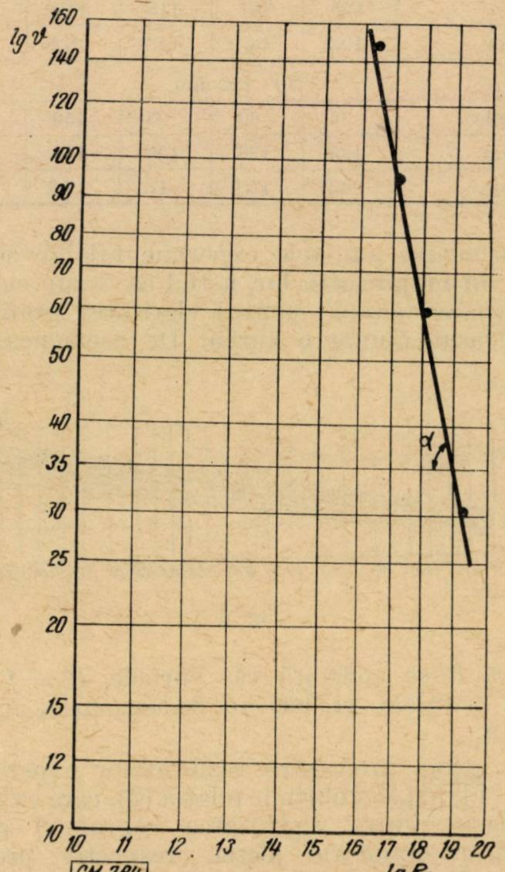


Fig. 6

$$v = \frac{C_v}{\delta^{x_v}\, R_z^{y_v}} \cdot K_v \quad \text{m/min}, \tag{3}$$

în care:

C_v este un coeficient ce depinde de condiţiile de aşchiere;
$x_v = 1{,}19$ — exponent ce depinde de condiţiile de aşchiere;
$y_v = 1{,}15$ — exponent ce depinde de condiţiile de aşchiere;
K_v — coeficient ce ţine seamă de variaţia vitezei de aşchiere.

δ şi R_z se exprimă în μm; valorile coeficienţilor C_v şi K_v se dau în tabela 4.

Tabela 4

Diametrul piesei $D = 30$ mm					
v, m/min	30	60	96	150	240
K_v	1	1,86	2,57	3,53	—
C_v			$1{,}19 \cdot 10^5$		
$D = 55$ mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
k_v	1	1,78	2,53	3,72	4,88
C_v			$2{,}03 \cdot 10^5$		
$D = 75$ mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
K_v	1	1,74	2,43	3,45	5,27
C_v			$2{,}34 \cdot 10^5$		
$D = 90$ mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
K_v	1	1,87	2,57	3,6	4,85
C_v	1		$2{,}5 \cdot 10^5$		
$D = 100$ mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
K_v	1	1,76	2,54	3,75	4,33
C_v			$2{,}83 \cdot 10^5$		
$D = 122$ mm					
v, m/min	30	60	95	150	240
K_v	1	1,80	2,52	3,76	5,26
C_v			$3{,}1 \cdot 10^5$		

Cercetările efectuate precum şi rezultatele prezentate în cadrul lucrării de faţă permit să se tragă o serie de concluzii importante.

Astfel, între rugozitatea suprafeţelor prelucrate pe de o parte, şi diametrul piesei şi precizia dimensională pe de altă parte, există o legătură determinată de procedeul de prelucrare şi, respectiv, de regimul de aşchiere aplicat.

La prescrierea judicioasă a rugozităţii suprafeţelor de contact trebuie ţinut seamă nunumai de dimensiunile pieselor şi de precizia dimensională prescrisă, ci şi de faptul că în exploatare, ca urmare a uzurii iniţiale a asperităţilor, se poate produce modificarea dimensiunilor pieselor respective. Datorită acestui fapt s-a ajuns la concluzia că raportul $\frac{R_z}{\delta} = 0{,}15 - 0{,}2$, rezultat din relaţia (2), este convenabil atît din punctul de vedere al influenţei rugozităţii asupra preciziei dimensionale, cît şi din punctul de vedere ale economicităţii prelucrării.

Deoarece acţiunea tăişului sculei şi fenomenele aferente sînt similare pentru orice procedeu de prelucrare prin aşchiere, rezultă că relaţia (2) dintre rugozitate, dimensiunea piesei şi toleranţă are o valabilitate generală, cu condiţia precizării experimentale a exponenţilor şi coeficienţilor respectivi pentru fiecare procedeu de prelucrare în parte.

Se înţelege că cele arătate nu mai sînt valabile la netezire (rodare etc.), unde obiectivul principal este acela de a obţine o rugozitate cît mai bună.

Din relaţia (3) se constată că rugozitatea suprafeţei prelucrate şi precizia dimensională depind de viteza de aşchiere. Relaţia menţionată permite determinarea vitezei de aşchiere care asigură obţinerea rugozităţii şi preciziei dimensionale prescrise. În baza aceloraşi considerente arătate mai sus, se poate afirma că şi această relaţie este valabilă pentru orice procedeu de prelucrare prin aşchiere, cu condiţia precizării experimentale a coeficienţilor şi exponenţilor respectivi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Worthing, A.G.* şi *Gefner, I.* Prelucrarea datelor experimentale (traducere din limba engleză). Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
[2] *Enache, Şt.* Contribuţii la studiul influenţei microgeometriei şi uzurii tăişului sculei asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 9, 1962.
[3] *Matalin, A.A.* Kacestvo poverhonsti i exploatationîe svoistva detalei maşin. Moscova, Maşghiz, 1956.
[4] *Dragu, D.* şi *Enache Şt.* Cu privire la influenţa rugozităţii asupra comportării organelor de maşini. În: Construcţia de maşini, nr. 10, 1966.
[5] *Enache, Şt.* şi *Aelenei, M.* Aşchierea şi scule aşchietoare. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.
[6] *Vulf,* A. M. Rezanie metalov. Moscova, Maşghiz, 1962.
[7] *Kolman, R.* Criterii pentru alegerea claselor de rugozitate în funcţie de condiţiile impuse suprafeţelor organelor de maşini (traducere din limba polonă). Construcţii de maşini. Caiet selectiv nr. 11, 1961.

CZ. 621. 869. 392

Încărcător pentru depozite de produse în vrac

Ing. Aurel MACOVEI – Institutul de cercetări şi proiectări utilaj chimic rafinării – Bucureşti

Într-un articol publicat anterior în revista Construcţia de Maşini nr. 10/1969 s-a făcut o prezentare a principalelor tipuri constructive de încărcătoare şi a avantajelor pe care le-ar prezenta utilizarea lor.

În articolul de faţă se urmăreşte să se reliefeze particularităţile calculului productivităţii şi al puterii necesare antrenării, în vederea stabilirii elementelor necesare proiectării unor asemenea utilaje. În acelaşi timp, se consideră folositoare prezentarea unor scheme tehnologice cu utilizarea noului tip de încărcător, scheme care ar putea constitui un punct de plecare pentru inginerii tehnologi din diverse ramuri industriale, pentru găsirea unor soluţii optime de mecanizare a transportului materialelor în vrac, în depozite. Se urmăreşte de asemenea să se arate avantajele tehnico-economice pe care le prezintă o schemă tehnologică care foloseşte noul tip de utilaj, comparativ cu soluţii mai vechi, îndeobşte cunoscute.

Calculul productivităţii

Productivitatea încărcătorului este determinată, în primul rînd, de productivitatea organului principal de lucru, adică de productivitatea transportorului cu raclete.

a) *Productivitatea transportorului cu raclete*:

Pentru calculul productivităţii transportorului cu raclete se poate utiliza relaţia (16.132) din [1], valabilă pentru transportoarele cu flux discontinuu de material:

$$Q_{tr} = 3\,600 \cdot B^2 \frac{\psi \cdot K \cdot \gamma \cdot v}{\xi}, \text{ t/h,}$$

în care:

B este lăţimea jgheabului, m;

ψ — coeficientul de umplere;

$\xi = \frac{B}{h}$ unde h — înălţimea racletelor, m (fără a considera şi înălţimea dinţilor montaţi pe raclete);

K — coeficient de corecţie al coeficientului de umplere ψ ($K=1$ pentru poziţia orizontală a transportorului cu raclete, poziţie care dă productivitatea maximă);

γ — greutatea volumetrică a materialului, t/m³;

v — viteza lanţului cu raclete, m/s (în situaţii normale, v variază între 0,5 şi 0,8 m/s).

În ceea ce priveşte coeficientul de umplere ψ, se deosebesc următoarele cazuri (fig.1):

A — pentru profil triunghiular $\psi=0,4...0,5$;
B — pentru profil trapezoidal $\psi=0,6...0,75$;
C — pentru umplere aproape completă sau completă $\psi=0,8\ ...1$.

Principala sarcină a proiectantului este de a determina corect, în funcţie de materialul pe care trebuie să-l preia încărcătorul, coeficientul de umplere.

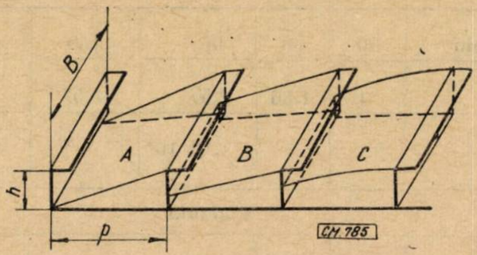


Fig. 1

În [2] se dau următoarele recomandări:

— cazul A, pentru materiale care se întăresc, de exemplu sărurile de potasiu;

— cazul B, pentru materiale cu granulaţie fină, de exemplu fosfaţii naturali;

— cazul C, pentru cărbune mărunt sau minereuri cu granulaţie mică.

Productivitatea obţinută cu relaţia de mai sus este valabilă în cazul că transportorul cu raclete lucrează în mod continuu. În practică, transportorul lucrează cu anumite pauze care micşorează productivitatea. Astfel, în cazul încărcătoarelor care lucrează prin rotirea în evantai a transportorului cu raclete productivitatea medie efectivă are valori cuprinse între 65 şi 75% din Q_{tr} (fig.2). În cazul încărcătoarelor care lucrează după metoda din figura 3,

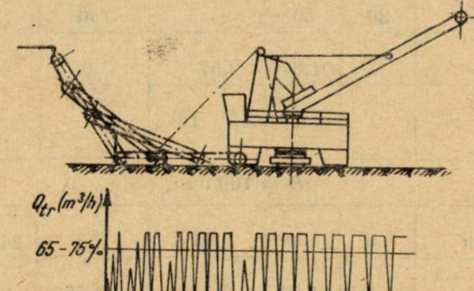


Fig. 2

productivitatea medie efectivă ajunge la 85–95% din Q_{tr}. Productivitatea efectivă în cazul acestei metode este cu atît mai mare, cu cît spaţiul străbătut în mişcare de translaţie este mai lung.

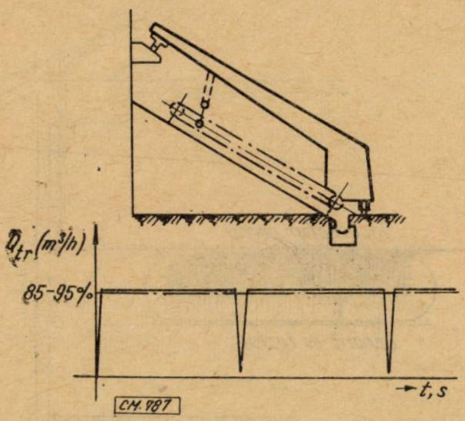


Fig. 3

Dacă în componenţa transportorului intră un elevator şi un transportor cu bandă, productivităţile de calcul ale acestora vor fi :

b) *Productivitatea elevatorului* :

$$Q_{elev} = \frac{Q_{tr}}{K_1}, \ \text{t/h},$$

unde $K_1 = 1{,}25$, este un coeficient care ţine seamă de faptul că elevatorul nu preia întreaga cantitate de material adusă la partea sa inferioară (partea de alimentare) de către transportorul cu raclete (deoarece la acest tip de încărcătoare elevatoarele nu au cuve, ca în cazul elevatoarelor obişnuite, şi au loc pierderi de material).

c) *Productivitatea transportorului cu bandă*:

$$Q_{trb} = Q_{elev}.$$

Determinarea parametrilor funcţionali ai elevatorului v, ψ, i (i este capacitatea unei cupe), în funcţie de cantitatea de material de transportat, se poate face după [1] sau după oricare alte indicaţii din literatura de specialitate.

Pentru determinarea parametrilor funcţionali ai transportorului cu bandă, pentru alegerea vitezei şi lăţimii benzii, se recomandă aplicarea indicaţiilor din STAS [3].

Calculul puterii necesare antrenării

Pentru calculul puterii necesare antrenării, se va referi la încărcătorul descris în figura 1 din articolul precedent — ca tip reprezentativ — încărcător care este dotat cu următoarele elemente de antrenare :

— grupul de antrenare a lanţului cu raclete şi al elevatorului, cu electromotor comun ;

— grupul de antrenare a lanţului cu cupe, cu electromotor comun;

— tamburul de antrenare a transportorului cu bandă ;

— grupul de antrenare a mecanismului de translaţie ;

— grupul de antrenare a mecanismului de rotire ;

— grupul de antrenare a mecanismului de înclinare a transportorului cu raclete.

Puterea necesară a grupurilor enumerate se poate determina cu ajutorul metodelor de calcul clasice pentru mecanismele similare ale maşinilor de ridicat şi transportat. Se pot utiliza de exemplu, relaţiile de calcul indicate în [1] sau în oricare alt titlu din literatura de specialitate, cu următoarele recomandări însă :

a) Pentru calculul puterii necesare antrenării lanţului cu raclete, se vor adopta următoarele valori pentru μ (coeficientul de frecare al materialului) indicate în [2], valori care includ şi rezistenţele la săpare :

— săruri de potasiu, întărite 0,8–0,9 ;

— îngrăşăminte la care se formează cruste 0,7–0,8 ;

— zahăr cu crustă 0,65–0,75 ;

— fosfaţi naturali 0,6–0,7 ;

— cărbune mărunt 0,5–0,8.

b) Pentru calculul puterii necesare antrenării transportorului cu bandă se recomandă aplicarea indicaţiilor din STAS [3].

Scheme tehnologice cu utilizarea noului tip de încărcător

1. În Ruhr (R.F. a Germaniei) se utilizează încărcătoarele ca organe principale de aprovizionare pentru sala cazanelor. În această schemă (fig. 4) deplasarea încărcătoarelor nu se face pe construcţia cu buncăre ; încărcătoarele se deplasează de-a lungul unor căi de rulare situate sub nivelul suprafeţei de depozitare. Încărcătoarele 1 şi 2 preiau materialul din depozitele de lucru şi îl descarcă apoi în transportoare cu bandă care duc materialul la buncărele din sala cazanelor. Aceste buncăre sînt dimensionate numai pentru o cantitate de material care să permită o funcţionare de circa 4 ore a cazanului. De remarcat că fiecare cazan se aprovizionează de către un încărcător care preia materialul din două depozite de lucru. În fiecare depozit poate fi stocată o cantitate de 3 000 t cărbuni, ceea ce reprezintă o rezervă pentru aproape 30 ore pentru fiecare sală a cazanelor.

Prin utilizarea încărcătoarelor, se reduce costul construcţiei pentru sala cazanelor, proporţional cu reducerea la minimum a volumului buncărelor. O dată cu caracteristicile favorabile ale încărcătoarelor, cu omogenizarea materialului de transportat şi cu menţinerea uniformităţii în aprovizionare, se obţine şi un randament sporit în funcţionarea cazanelor.

2. În figura 5 este reprezentată o instalaţie de încărcare a vapoarelor cu fosfaţi naturali.

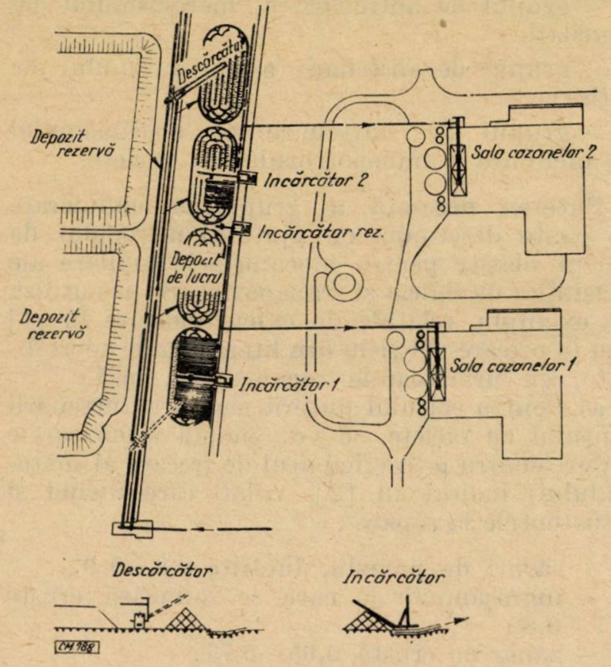

Descărcător
Depozit rezervă
Încărcător 2
Sala cazanelor 2
Încărcător rez.
Depozit de lucru
Depozit rezervă
Sala cazanelor 1
Încărcător 1
Descărcător
Încărcător
CH.788

Fig. 4

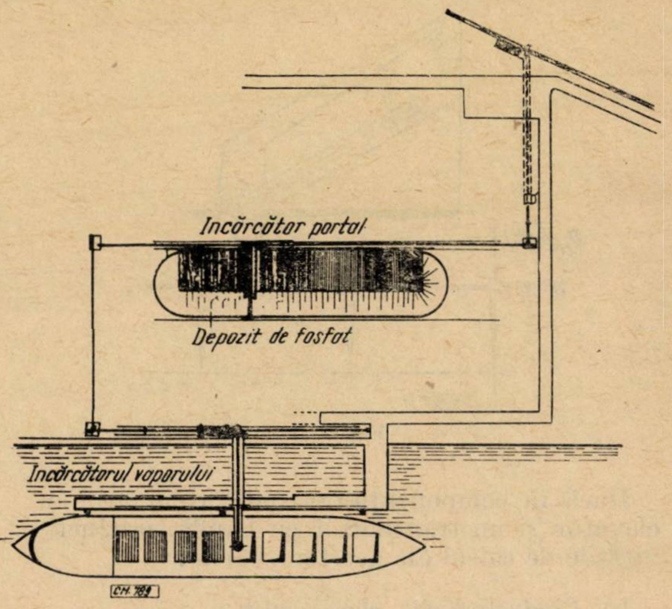
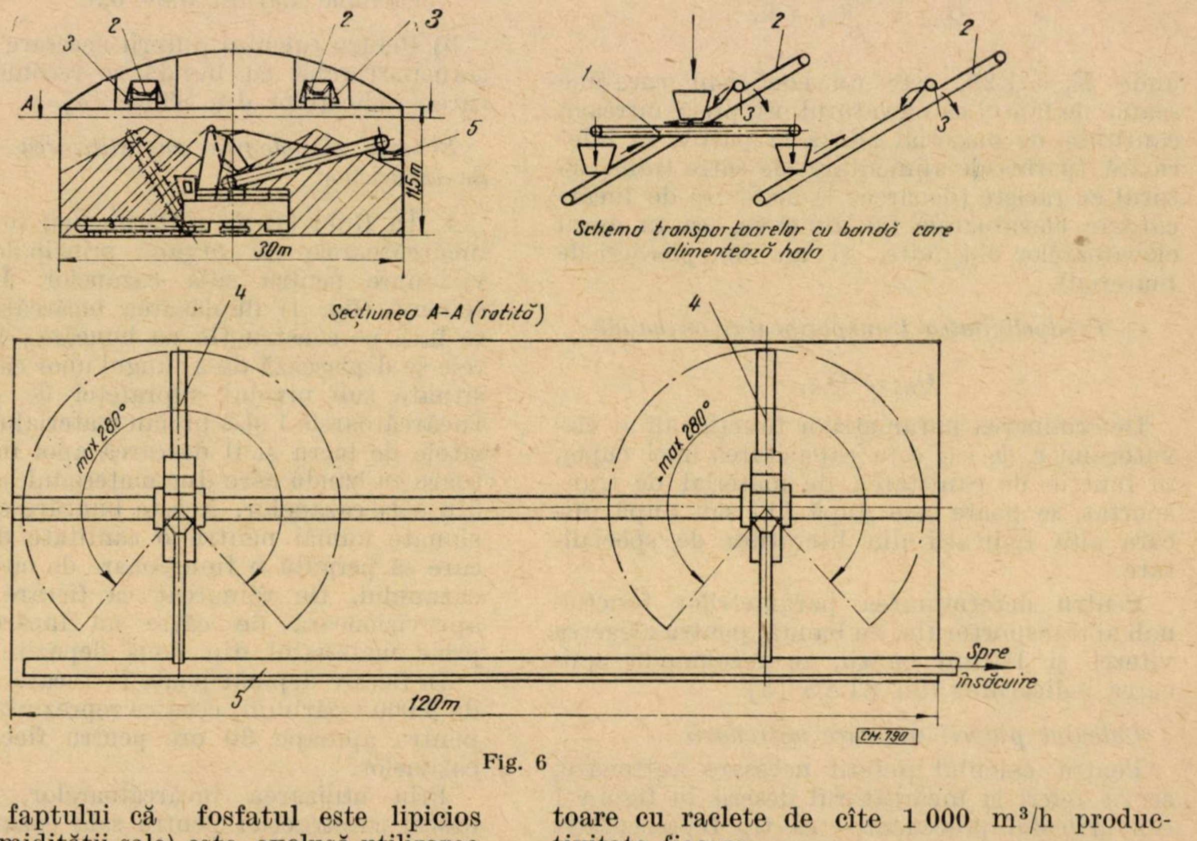

Încărcător portal
Depozit de fosfat
Încărcătorul vaporului
CH.789

Fig. 5


2
3
2
3
A
5
11,5m
30m
1
2
3
2
3
Secţiunea A-A (rotită)
4
4
max 280°
max 280°
Spre însăcuire
5
120m
CH.790

Schema transportoarelor cu bandă care alimentează hala

Fig. 6

Datorită faptului că fosfatul este lipicios (datorită umidităţii sale) este exclusă utilizarea oricărui dispozitiv de descărcare cu cupe şi singura soluţie raţională în acest caz este folosirea unui încărcător portal de tip combinat, folosit atît pentru descărcarea materialului, cît şi pentru preluarea lui din depozit şi încărcarea transportorului cu bandă, de evacuare. Încărcătorul este prevăzut cu două transportoare cu raclete de cîte 1 000 m^3/h productivitate fiecare.

3. Pentru prima oară în Republica Socialistă România, o instalaţie care să utilizeze încărcătoare de acest tip este în curs de realizare

la CIC (Combinatul de Îngrăşăminte Chimice) din Turnu Măgurele. Încărcătoarele lucrează într-un depozit acoperit de uree, depozit care constituie un tampon între secţia de fabricare şi cea de însăcuire a acestui produs. Materialul este adus în hală pe la partea superioară a acesteia, de unde transportorul reversibil *1* (fig. 6) îl distribuie la transportoarele *2*, prevăzute cu descărcătoarele automate *3* care descarcă materialul în hală. Din halda formată în hală, încărcătoarele *4* preiau materialul şi îl descarcă în transportorul *5*, care îl evacuează spre secţia de însăcuire.

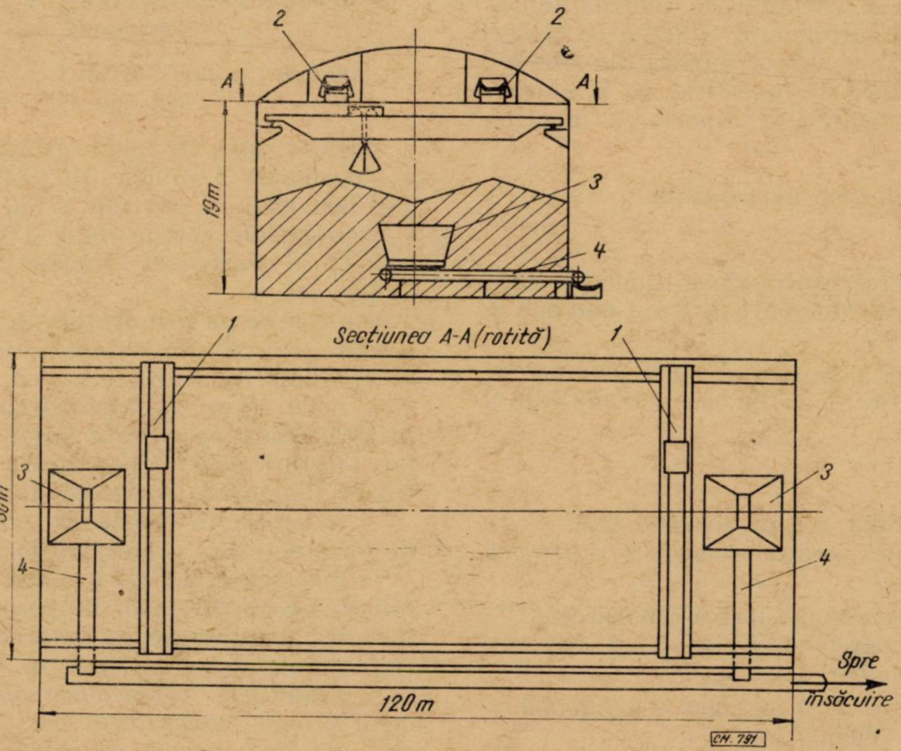


Fig. 7

Schema tehnologică de mecanizare a transportului materialului adoptată la CIC — Turnu Măgurele reprezintă o soluţie modernă cu avantaje economice şi tehnologice faţă de soluţiile clasice cu poduri rulante cu graifăr. Despre aceste avantaje se va trata în paragraful ce urmează.

Despre unele avantaje tehnico-economice ale noului tip de încărcător

În cele ce urmează se vor analiza avantajele utilizării noului tip de încărcător, în comparaţie cu o soluţie constructivă clasică de mecanizare a transportului de materiale depozitate în vrac. Ne vom referi — ca element de comparaţie — la schema tehnologică descrisă în figura 6.

Într-o rezolvare clasică pentru preluarea materialelor din halda de depozitare, în vederea încărcării transportorului cu bandă de evacuare, s-ar fi putut utiliza poduri rulante cu graifăr. În cazul utilizării podurilor rulante cu graifăr, schema tehnologică din figura 6 va fi înlocuită cu cea reprezentată în figura 7.

În această schemă podurile rulante cu graifăr 1 preiau materialul din haldele formate de transportoarele cu bandă 2 care aduc materialul în interiorul halei de depozitare şi îl împrăştie cu ajutorul unor cărucioare automate de descărcare. Materialul preluat de graifăre este descărcat apoi în buncărele-tampon 3 care încarcă benzile de transport 4, de evacuare a materialului din hală. De remarcat că în acest caz, înălţimea halei creşte la circa 19 m.

Din cercetarea cataloagelor [4] şi admiţînd anumite distanţe medii de manevră (în funcţie de dimensiunile halei), a rezultat că pentru realizarea unei productivităţi de transport de 60 t/h (pentru γ material = 0,740 t/m^3, în cazul materialului uree) este necesar un pod rulant cu graifăr cu următoarele caracteristici :

— sarcina de ridicare	12,5 tf ;
— capacitatea cupei graifărului	6,3 m^3 ;
— deschiderea circa	29 m ;
— înălţimea de ridicare circa	15 m.

Podul rulant va fi echipat cu următoarele electromotoare :

— mecanism de ridicare	2 x 60 kW ;
— mecanism translaţie cărucior	3 kW ;
— mecanism translaţie pod	32 kW.

Vitezele ce se vor realiza :

— ridicare	40 m/min ;

— translaţie cărucior 32 m/min;
— translaţie pod 100 m/min.
Greutatea totală a podului circa 53 tf.
Costul unui pod aproximativ 940 000 lei.

Deci în schema cu poduri rulante cu graifăr, un pod rulant avînd caracteristicile de mai sus ar putea înlocui, din punctul de vedere al productivităţii de transport realizate, un încărcător de tipul celui folosit în schema din figura 7.

Se va nota cu A varianta de schemă tehnologică cu încărcătoare şi cu B varianta cu poduri rulante cu graifăr şi se vor analiza din punctul de vedere al valorii de investiţie, cît şi al energiei consumate pentru transportarea materialului.

a) *Analiza valorilor de investiţie*

Varianta A :

— costul încărcătorului circa 1 080 000 lei *;

— costul a două încărcătoare 2 x 1 080 000 = = 2 160 000 lei;

— costul halei depozitului 6 000 000 lei **.

Total investiţie *A* 2 160 000 + 6 000 000 = = 8 160 000 lei.

Varianta B :

— costul podului rulant 940 000 lei;

— costul a două poduri rulante 2 x 940 000 = 1 880 000 lei;

— costul halei depozitului 6 720 000 lei ***;

— costul buncărelor-tampon şi al benzilor de evacuare 100 000 lei.

Total investiţie *B* 1 880 000 + 6 720 000 + + 100 000 = 8 700 000 lei.

Rezultă deci că valoarea de investiţie în cazul *B* este cu 8 700 000 — 8 160 000 = 540 000 lei mai mare decît în cazul *A*.

b) *Analiza costului energiei consumate*

Din analizarea energiilor consumate pentru realizarea ciclurilor de lucru, se pot evidenţia următorii indici :

0,301kWh/t de material transportat (în cazul *A*)

0,575kWh/t de material transportat (în cazul *B*)

Admiţînd că utilajele lucrează două schimburi pe zi, rezultă un număr de circa 10 000 ore de funcţionare pe an. În acest timp, ţinînd seamă de productivitatea de transport de 60 t/h, cantitatea de material manevrată va fi :

10 000 ore x 60 t/h = 600 000 t.

Consumul de energie — pe o perioadă de un an — ţinînd seamă de indicii stabiliţi, va fi :

600 000 t x 0,301 kWh/t = 180 600 kWh (în cazul *A*)

600 000 t x 0,575 kWh/t = 345 000 kWh (în cazul *B*)

Rezultă deci, în cazul utilizării variantei *A* o economie anuală de 345 000 kWh — 180 600 kWh = 164 400 kWh.

Considerînd costul unui kWh de 0,45 lei, rezultă o economie anuală de aproximativ 76 000 lei.

Din cele ce au fost arătate în articolul de prezentare, cît şi din datele articolului de faţă, se pot desprinde următoarele :

— noile tipuri de încărcătoare se utilizează în străinătate pe o scară largă şi în prezent se fac eforturi pentru asimilarea fabricării unui tip în Republica Socialistă România;

— se cunosc în suficientă măsură elementele de bază necesare proiectării lor;

— diversele tipuri de încărcătoare oferă posibilitatea realizării unor numeroase scheme tehnologice avantajoase, de mecanizare a transportului materialelor în vrac, în depozite;

— avantajele tehnico-economice ale noilor încărcătoare comparate cu utilajele clasice sînt net în favoarea primelor;

— deşi sînt utilaje mai complexe, asimilarea lor în Republica Socialistă România este întru totul posibilă şi rentabilă, în comparaţie cu importul lor.

Se consideră că ideea realizării unui studiu tehnico-economic care să pornească de la anchetarea tuturor factorilor interesaţi şi care, pe baza necesarului de tipuri şi cantităţi, să ducă la asimilarea unor tipuri caracteristice (tipizate) de astfel de încărcătoare, ar merita toată atenţia MICM, ca eventual factor coordonator al acestei probleme.

---

* Preţ de cost estimat pentru cazul execuţiei în ţară a încărcătorului; costul unui utilaj similar din import este de 2 600 000 lei.

** Preţul de cost al halei realizate la Turnu Măgurele.

*** Preţul de cost a fost estimat considerînd un indice de 1 860 lei/m^2 (practicat în mod curent de institutele de proiectare de specialitate pentru hale de poduri rulante, cu dimensiunile din cazul nostru) şi o suprafaţă de 3 600 m^2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Segal, H.* ş.a. Maşini de ridicat şi de transportat. Bucureşti. Editura tehnică, 1960.
[2] Der Abbaukratzer — ein vielseitiges Rückladegerät. În : Fördern und Heben, nr. 2/1968.
[3] STAS E 7539—66. Transportoare cu bandă din cauciuc. Prescripţii de calcul.
[4] Cataloagele nr. 10/1965 şi nr. 11/1966 cu fişe tehnice ale podurilor rulante proiectate de ICPMTR — Timişoara.

CZ 621.928.23

Influenţa vibraţiilor pînzei sitei asupra productivităţii sitelor vibratoare

Ing. Marius MUNTEANU — Şcoala militară superioară de ofiţeri „N. Bălcescu”-Sibiu

Sitele vibratoare cu pînze din plasă de sîrmă împletită se utilizează la cernerea materialelor granuloase cu o gamă largă de forme şi dimensiuni. Pînza se întinde de-a lungul mai multor suporţi transversali ce pot fi dispuşi rectiliniu sau pot forma un arc mare de cerc faţă de cadrul sitei (fig. 1). Ea se fixează de aceşti suporţi precum şi de pereţii laterali după ce în prealabil a fost tensionată. Pentru a putea măsura valoarea tensiunii imprimate, uneori se folosesc dispozitive speciale de tensionare. Cadrul sitei împreună cu suporţii este antrenat după o traiectorie circulară sau rectilinie oscilatorie armonică. Pînza propriuzisă va urmări această traiectorie numai în punctele de fixare pe cadru şi pe suporţi, iar în rest ea va fi diferită datorită proprietăţilor elastice proprii. Se va arăta că în anumite condiţii vibraţiile pînzei pot duce la o accentuare sau diminuare a productivităţii.

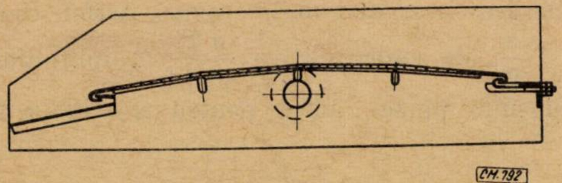


Fig. 1

Ecuaţiile vibraţiilor pînzei. Pînza sitei poate fi asimilată cu o membrană elastică, componentele verticale ale tensiunilor fiind cele care provoacă vibraţiile (fig. 2). Aplicînd legea a II-a a dinamicii rezultă imediat ecuaţia de undă a vibraţiilor autonome ale pînzei sitei :

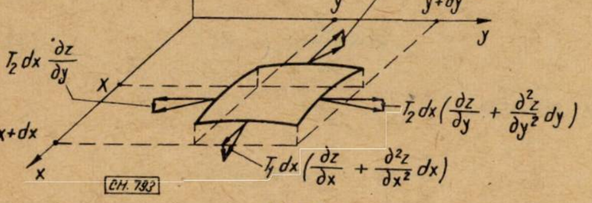

z
$T_1 dy \frac{\partial z}{\partial x}$
y
y+dy
y
$T_2 dx \frac{\partial z}{\partial y}$
X
x+dx
x
$T_2 dx\left(\frac{\partial z}{\partial y} + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} dy\right)$
$T_1 dx\left(\frac{\partial z}{\partial x} + \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} dx\right)$
CH. 793

Fig. 2

$$T_1 \cdot \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + T_2 \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}, \tag{1}$$

unde :

T_1, T_2 sînt tensiunile : transversală, respectiv longitudinală după fixarea pe suporţi ;

μ — masa unităţii de suprafaţă a pînzei şi a materialului de cernut.

Pentru cazul particular frecvent cînd $T_1 \ll T_2$, deci tensionarea pînzei se face numai după direcţia longitudinală, ecuaţia (1) devine :

$$\alpha^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}, \tag{2}$$

unde $\alpha^2 = \frac{T}{\mu}$; $T_2 = T$; $T_1 \simeq 0$.

Aici, axa OX este dirijată după direcţia longitudinală, iar axa OY normală la pînză. Se presupune uniformitatea tensiunii T pe întreaga lăţime. Ecuaţiile diferenţiale (1) şi (2) sînt valabile pentru porţiunea pînzei cuprinsă între doi suporţi transversali. Raportate la acelaşi sistem de referinţă XOY, ecuaţiile parametrice ale mişcării de translaţie a cadrului pînzei sitei vor fi :

$$\begin{aligned} x &= a \cos \omega t \\ y &= a \sin \omega t \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} x &= a_0 \cos \varphi \sin \omega t \\ y &= a_0 \sin \varphi \sin \omega t, \end{aligned} \tag{4}$$

în cazul mişcării circulare (3) şi respectiv (4) în cazul mişcării oscilatorii armonice după direcţia de $\sphericalangle \varphi$ faţă de axa OX. S-a notat cu ω — viteza unghiulară a masei excentrice de antrenare şi cu a şi a_0 — amplitudinile celor două tipuri de mişcări. Dacă cadrul dreptunghiular pe care este montată pînza va efectua o mişcare după una din legile (3) sau (4), vibraţiile pînzei devin neautonome. Componenta esenţială a mişcării cadrului ce va imprima vibraţiile pînzei va fi cea verticală, vibraţiile după direcţia longitudinală, adică cele din planul pînzei, fiind neglijabile. Din acest motiv se vor determina iniţial vibraţiile verticale, iar pentru a afla traiectoriile punctelor pînzei se va compune legea obţinută cu componenta în lungul axei orizontale, constantă pentru orice punct. Considerînd ecuaţia diferenţială (2), se amplasează sistemul de referinţă cu originea în mijlocul pînzei de lungime $2L$ şi deoarece punctele $x = \pm L$ efectuează o mişcare sinusoidală de perioadă $T = \frac{2\pi}{\omega}$, se presupune o soluţie de forma :

$$y(x, t) = u(x) . \Gamma(t) = u(x) . \sin \omega t. \tag{5}$$

Utilizînd fie o metodă clasică de rezolvare [2] fie o metodă operaţională [1] şi ţinînd seamă de condiţiile la limită în cazul traiectoriei circulare a cadrului :

$$y(L,t) = y(-L,\ t) = a \sin \omega t, \tag{6}$$

se obţine fără dificultăţi soluţia :

$$y(x,t) = a \sin \omega t \frac{\cos \dfrac{\omega}{\alpha} x}{\cos \dfrac{\omega}{\alpha} L}. \tag{7}$$

Punînd $a = a_0 \sin \varphi$, este valabil al doilea caz amintit. Considerînd ecuaţia diferenţială (1) se poate presupune din aceleaşi motive o soluţie de forma :

$$z(x,y,t) = F(x,y)\Gamma(t) = F(x,y) \sin \omega t, \tag{8}$$

cu condiţiile la limită :

$$z(l,y,t) = z(-l,y,t) = z(x,L,t) = \\ = Z(x,-L,t) = a \sin \omega t. \tag{9}$$

Soluţiile ecuaţiei diferenţiale (1) corespunzătoare celei de a „n"-a frecvenţe proprii vor fi :

$$Z_n = a \sin \omega t \frac{\operatorname{ch} y \sqrt{\varepsilon_n^2 - \left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2}}{\operatorname{ch} L \sqrt{\varepsilon_n^2 - \left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2}}, \text{ pentru } \varepsilon_n > \frac{\omega}{\alpha}, \tag{10}$$

şi :

$$Z_n = a \sin \omega t \frac{\cos y \sqrt{\left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2 - \varepsilon_n^2}}{\cos L \sqrt{\left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2 - \varepsilon_n^2}}, \text{ pentru } \varepsilon_n < \frac{\omega}{\alpha}, \tag{11}$$

unde :

$$\varepsilon_n = \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \left(\frac{\pi n}{l}\right) n = 0, 1, 2, \ldots$$

Deoarece condiţia ce defineşte soluţia (11) este îndeplinită în cazul considerat pentru numerele n pînă la o valoare foarte mare, soluţia ecuaţiei diferenţiale (2) va fi :

$$z = a \sin \omega t \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos y \sqrt{\left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2 - \varepsilon_n^2}}{\cos L \sqrt{\left(\dfrac{\omega}{\alpha}\right)^2 - \varepsilon_n^2}}. \tag{12}$$

Expresia (7) arată că forma pînzei în planul sistemului de coordonate ales este a unei cosinusoide ce-şi modifică forma în timp, astfel încît poziţiile extreme sînt date de valorile $\omega t = 2\,\mathrm{m}\pi \pm \frac{\pi}{2}$, iar poziţia medie de $\omega t = (2\ \mathrm{m} + 1)\pi$; $m = 1, 2, \ldots$

Diversele forme ce le poate lua pînza sînt funcţie de constanta :

$$K = \frac{\omega}{\alpha} L = \omega L \sqrt{\frac{\mu}{T}} = \omega L \sqrt{\frac{p}{gT}}, \tag{13}$$

p reprezentînd greutatea materialului şi a pînzei pe unitatea de suprafaţă, dacă aceasta nu este înclinată faţă de orizontală. În cazul înclinării cu unghiul β, în loc de p se va lua $p.\cos\beta$.

Se deosebesc mai multe cazuri. Astfel, cazul $K < \frac{\pi}{2}$, de unde $p < \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{gT}{\omega^2 L^2}$. Amplitudinea mijlocului pînzei, adică pentru $x = 0$, va fi :

$$y_0 = \frac{a}{\cos k} > a,$$

ce va creşte mereu o dată cu apropierea lui K de $\frac{\pi}{2}$, adică cu creşterea cantităţii de material pe sită.

Pentru cazul $K = \frac{\pi}{2}$, deci $\cos u = 0$ şi $y_0 \to \infty$. La sarcina critică :

$$p_{cr} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{gT}{\omega^2 L^2}, \tag{14}$$

apare fenomenul de rezonanţă şi pînza se poate rupe datorită tensiunilor foarte mari.

În intervalul $0 < K < \frac{\pi}{2}$ forma cosinusoidei fiind cea din figura 3 a, cele două noduri coincid cu capetele de fixare ale pînzei.

În cazul $K > \frac{\pi}{2}$, $\cos \frac{\omega}{\alpha} L$ este negativ, adică în lungul lungimii $\pm L$ apar noduri la distanţele date de ecuaţia :

$$\cos \frac{\omega}{\alpha} x_0 = 0, \tag{15}$$

de soluţie :

$$\frac{\omega}{\alpha} x_0 = 2\pi m \pm \frac{\pi}{2},$$

unde $m = 0, 1, 2, \ldots$

Diversele intervale ale lui K vor da diferite forme ale cosinusoidei.

Intervalul $\frac{\pi}{2} < K < \pi$ prezintă două noduri, deoarece pentru $n = 0$ ecuaţia (15) devine

$\frac{\omega}{\alpha} x_0 = \pm \frac{\pi}{2}$. Astfel, pentru capetele intervalului $K = \frac{\pi}{2}$ şi $K = \pi$, adică $\frac{\omega}{\alpha} L = \frac{\pi}{2}$ şi $\frac{\omega}{\alpha} L = \pi$, se obţine $x_0 = \pm \frac{\pi}{2} \frac{\alpha}{\omega} = \pm L$ şi respectiv $x_0 = \pm \frac{L}{2}$. Deci, pentru intervalul discutat,

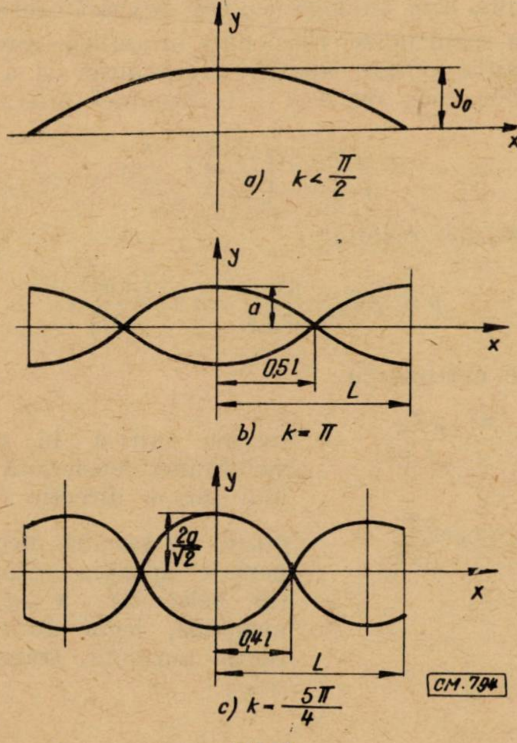


Fig. 3

abscisa nodului din partea pozitivă se va găsi între limitele $\frac{L}{2} < x_0 < L$. În figura 3b este reprezentat cazul limită $K = \pi$. Intervalul $\pi < K < \frac{3\pi}{2}$ prezintă tot două noduri, iar intervalul de variaţie a nodului de abscisă pozitivă este $\frac{L}{3} < x_0 < \frac{L}{2}$. În figura 3c este reprezentată cosinusoida corespunzătoare valorii $K = \frac{5\pi}{4}$. Intervalul $\frac{3\pi}{2} < K < 2\pi$ prezintă patru noduri ce rezultă punînd $n = 0$ şi $n = 1$ în ecuaţia (15), două din ele fiind chiar capetele de fixare ale pînzei, iar celelalte simetrice faţă de mijlocul pînzei cuprinse în intervalul $\frac{L}{4} < x_0 < \frac{L}{3}$. O dată cu creşterea lui K, va creşte şi numărul de noduri şi ventre.

Soluţia (12) a ecuaţiei diferenţiale (1) arată că, o dată cu apariţia tensiunii transversale, ea depinde şi de frecvenţele proprii, forma pînzei fiind dată de o componentă fundamentală şi o infinitate de armonici. Considerînd componenta fundamentală (n=1), se obţin forme ale cosinusoidei aproape identice cu cele din figura 3, cu deosebirea că nodurile vor fi mai apropiate de origine faţă de cele figurate mai sus. Apropierea va fi mai accentuată cu cît termenul $\frac{\pi}{l_0}$ este mai mare. Astfel, pentru cazul $\frac{\pi}{2} < K < \pi$, nodurile se vor afla la o distanţă mai mică decît $\pm L$. Se vede de asemenea că un număr de armonici, atît timp cît termenul $\frac{\pi n}{l_0}$ este suficient mai mic faţă de $\frac{\omega}{\alpha}$, sînt identice ca formă cu fundamentala, avînd nodurile din ce în ce mai distanţate. Se remarcă totodată că ondulaţiile pînzei se produc numai în lungul unei singure direcţii, după axa oy, deci liniile nodale sînt paralele cu axa ox.

Traiectoriile punctelor pînzei şi efectul asupra cernerii. Traiectoria reală a punctelor pînzei sitei se determină prin compunerea celor două componente. Pentru antrenarea circulară a cadrului, ecuaţiile parametrice ale traiectoriilor vor fi :

$$y = a \frac{\cos \frac{\omega}{\alpha} x'}{\cos \frac{\omega}{\alpha} L} \cdot \sin \omega t, \tag{16}$$

$$x = a \cos \omega t.$$

Eliminînd parametrul t, se obţine :

$$\frac{y^2}{\left(a \frac{\cos \frac{\omega}{\alpha} x'}{\cos \frac{\omega}{\alpha} L} \right)^2} + \frac{x^2}{a^2} = 1. \tag{17}$$

Aici x' are semnificaţia unui parametru.

Punctele pînzei vor avea traiectorii eliptice cu excepţia punctelor de margine legate de cadru ce se vor deplasa pe cercuri şi a punctelor nodale ce nu coincid cu punctele de margine şi care se vor deplasa în lungul axei orizontale. Pentru $0 < K < \frac{\pi}{2}$, elipsa de semiaxă maximă este în punctul $x = 0$ (fig. 4a). Semiaxa mare a elipsei creşte o dată cu grosimea stratului de material, pînă cînd aceasta ajunge la sarcina critică. Creşte totodată şi viteza de circulaţie a materialului, scuturarea lui şi deci eficacitatea cernerii.

Pentru $K > \frac{\pi}{2}$, cînd sarcina a depăşit valoarea critică (fig. 4b), rezultă că sensul de rotaţie al ventrei eliptice centrale este invers faţă de cel al punctelor de capăt, deci sensul vitezei de circulaţie între cele două noduri este invers decît cel imprimat de mişcarea circulară a cadrului. Aceasta duce la o diminuare considerabilă a vitezei de înaintare a materialului care tinde să se disperseze în dreptul

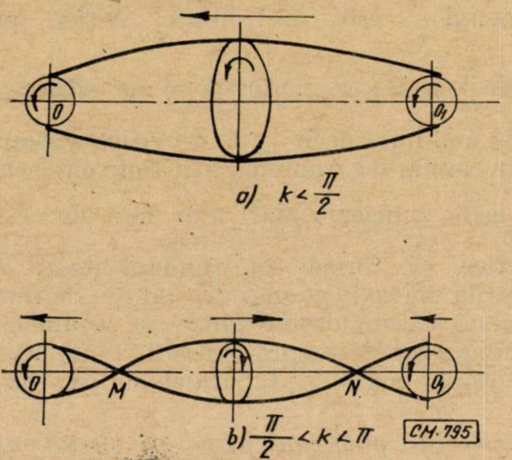


Fig. 4

nodului M şi să se concentreze în jurul nodului N. Amplitudinile mişcării între OM şi O_1N sînt mai mici decît raza cercului traiectoriei în punctele 0 şi 0_1, deci viteza de circulaţie ce variază continuu între 00_1 este mai mică decît viteza teoretică. Materialul se strînge spre nodul de acumulare, unde se acumulează mereu, iar o dată cu creşterea cantităţii de material pot apărea mai multe noduri (linii nodale) ce produc în final înfundarea sitei.

În cazul antrenării oscilatorii rectilinii, ecuaţiile parametrice ale traiectoriei punctelor pînzei vor fi:

$$y = a_0 \sin\varphi \frac{\cos\frac{\omega}{\alpha}x'}{\cos\frac{\omega}{\alpha}L} \sin\omega t, \qquad (18)$$

$$x = a_0 \cos\varphi \sin\omega t.$$

Eliminînd parametrul t, se obţine ecuaţia unor drepte cu panta variabilă de-a lungul axei x:

$$\frac{y}{x} = \operatorname{tg}\varphi \frac{\cos\frac{\omega}{\alpha}x'}{\cos\frac{\omega}{\alpha}L}. \qquad (19)$$

Astfel, pentru $x' = \pm L$, $\frac{y}{x} = \operatorname{tg}\varphi$ este traiectoria imprimată cadrului; pentru $x'=0$, traiectoria este $\frac{y}{x} = \operatorname{tg}\psi$, unde $\operatorname{tg}\psi = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\cos\frac{\omega}{\alpha}L}$, iar pentru $x' \neq \pm L \neq 0$, $\frac{y}{x} = \operatorname{tg}\psi_x$, unde

$$\operatorname{tg}\psi_x = \operatorname{tg}\varphi \frac{\cos\frac{\omega}{\alpha}x'}{\cos\frac{\omega}{\alpha}L}.$$

În figura 5 sînt reprezentate traiectoriile pentru cîteva cazuri tipice. Comportarea materialului este analogă cu cea descrisă anterior.

În cazul pînzei tensionate în ambele direcţii, condiţia evitării apariţiei rezonanţei şi a nodurilor celei de a $n+1$ armonici este:

$$L\sqrt{\frac{\omega^2}{\alpha^2} - \left(\frac{\pi n}{l_0}\right)^2} < \frac{\pi}{2}.$$

De aici rezultă:

$$p < gT_2 \frac{\pi^2}{4\,\omega^2 L^2} + g\,T_2 \frac{(\pi n)^2}{\omega^2 l_0^2}. \qquad (20)$$

Se notează cu:

$p_0 = \frac{\pi^2}{4} \frac{gT_2}{\omega^2 L^2}$ — sarcina critică în cazul membranei tensionată numai într-o direcţie (14);

$p'_n = \pi^2 n^2 \frac{gT_2}{\omega^2 l_0^2}$ — plusul de sarcină necesar pentru apariţia rezonanţei celei de a $n+1$ armonici, legat de rezistenţa tensiunii transversale;

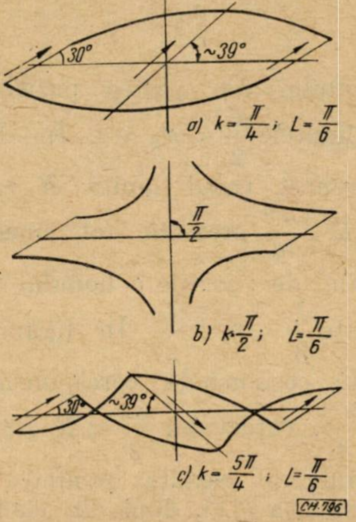


Fig. 5

$p'_1 = \pi^2 \frac{gT_2}{\omega^2 l_0^2}$ — plusul de sarcină ce duce la apariţia rezonanţei componentei fundamentale.

Se observă că $p'_1 < p'_n$, deci o dată cu creşterea sarcinii, componenta fundamentală este prima care intră în rezonanţă, sarcina minimă admisibilă fiind :

$$p < p_0 + p_1'. \tag{21}$$

Înlocuind expresia lui l_0 şi împărţind p_0 la p_1', se obţine :

$$\frac{p_0}{p_1'} = \frac{1}{4}\cdot\frac{T_2^2}{T_1^2}\cdot\frac{l^2}{L^2}. \tag{22}$$

Relaţia (21) devine astfel :

$$p < p_0\left(1 + 4\cdot\frac{L^2}{l^2}\cdot\frac{T_2^2}{T_1^2}\right). \tag{23}$$

Cazurile particulare $T_1 = T_2$ şi $T_1 = T_2$; $L = 1$ duc la relaţiile :

$$p < p_0\left(1 + 4\frac{L^2}{l^2}\right) \tag{24}$$

şi respectiv :

$$p < 5\,p_0. \tag{25}$$

Expresiile (23), (24) şi (25) arată posibilitatea de a mări cu mult cantitatea limitei de material, deci debitul sitei, o dată cu mărirea tensiunii transversale a pînzei.

Exemplu de calcul. Pînzei unei site cu ochiuri pătrate avînd latura $h = 1{,}5$ mm şi diametrul sîrmei $d = 0{,}5$ mm i se impune o tensiune iniţială, astfel încît efortul unitar pe fir să fie $\sigma_{ef} = 10$ kgf/mm². Distanţa între doi suporţi transversali este 30 cm ($L = 15$ cm), iar lăţimea pînzei 100 cm ($l = 50$ mm). Turaţia axului de antrenare fiind $n = 1\,600$ rot/min ($\omega = 166\ \mathrm{s}^{-1}$), iar greutatea specifică a materialului $\gamma = 1{,}8$ tf/m³, se cere determinarea grosimii limită a stratului de material.

Tensiunea longitudinală imprimată este :

$$T = N\cdot\sigma_{ef}\cdot A = 667.10.0{,}196 \simeq 1\,310 \text{ kgf/m},$$

unde :

N reprezintă numărul de fire pe lăţimea $2l = 1$ m ;

A — secţiunea firului.

Sarcina este :

$$p < p_0 = \frac{\pi^2 g T}{4\,\omega^2 L^2} = \frac{\pi^2\cdot 9{,}81.1\,310}{4(166)^2\cdot(0{,}15)^2} \simeq 51{,}3 \text{ kgf/m}^2,$$

unde $p_0 = p_p + p_m$; $p_0 = 2{,}3$ kgf/m² greutatea pînzei, iar $p_m = 49$ kgf/m² greutatea materialului.

Limita superioară se consideră pentru siguranţă cu 30% mai mică decît cea rezultată din calcul, deci :

$$p < p_{mer} = 49 - 0{,}3\cdot 49 = 34{,}3 \simeq 34 \text{ kgf/m}^2.$$

Grosimea limită a stratului este :

$$S < S_{cr} = \frac{p_{mer}}{2L\cdot 2l\cdot\gamma} = \frac{34\cdot 1\,000}{0{,}3\cdot 1\cdot 1\,800} \simeq 63 \text{ mm}.$$

Tensionînd pînza transversal cu aceeaşi intensitate ($T_1 = T_2$), conform relaţiei (24) se obţine :

$$p' < p_0\left(1 + 4\frac{L^2}{l^2}\right) = 51{,}3\left[1 + 4\left(\frac{0{,}15}{0{,}5}\right)^2\right] \simeq$$

$$\simeq 70 \text{ kgf/m}^2,$$

$$p' < p_{mer} \simeq 49 \text{ kgf/m}^2,$$

$$S' < S_{cr}' \simeq 91 \text{ mm}.$$

Rezultă o creştere a grosimii stratului şi deci a debitului cu aproximativ 45%. Dacă tensiunea transversală este jumătate din cea longitudinală, deci $T_1 = 655$ kgf/m, $T_2 = 1\,310$ kgf/m, după relaţia (23) rezultă :

$$p'' < p_0\left(1 + 4\frac{T_1}{T_2}\cdot\frac{L^2}{l^2}\right) \simeq 56 \text{ kgf/m}^2,$$

$$p'' < p_{mer}'' \simeq 39 \text{ kgf/m}^2,$$

$$S'' < S_{cr} \simeq 73 \text{ mm},$$

deci o creştere a grosimii stratului cu aproximativ 12%.

Concluzii. Pentru asigurarea unei funcţionări în regim stabil trebuie calculată sarcina limită ce depinde de factorii din formulele (14) şi (23). Criteriul de alegere al pînzei va fi deci nu numai cel tehnologic ci şi cel de rezistenţă. Dacă tensiunea ce poate fi imprimată pînzei este limitată, atunci se poate acţiona asupra celorlalţi factori de care depinde încărcarea. Chiar dacă printr-o creştere bruscă a debitului de alimentare se trece repede peste fenomenul de rezonanţă, tensiunile în pînză cresc mult şi pot produce ruperea ei. Dacă începe fenomenul de înfundare, în lungul liniilor nodale granulele obturează ochiurile pînzei, apar zone de astupare paralel cu suporţii, debitul scade brusc şi sita trebuie oprită. Dacă nu există mijloace de măsurare a tensiunii din pînză, sarcina critică se poate determina experimental, deoarece fenomenul de înfundare apare brusc cînd sarcina atinge valoarea sa limită. Determinarea experimentală trebuie făcută şi în cazul săltării intense a materialului de pe suprafaţa sitei, cînd datele problemei se schimbă şi rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale este dificilă. Tensionarea transversală trebuie făcută cu precauţie şi în funcţie de împletitura pînzei, iar valoarea ei nu va depăşi în mod normal 80% din cea longitudinală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crafton, A.P.* Shock and vibration in linear systems. Harper & Brothers, New York, 1961.

[2] *Drăganu, M.* Introducere matematică în fizica teoretică modernă VI. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

[3] *Taggart, A.F.* Handbook of mineral dressing ores and industrial minerals. New York, John Willey and Sons, 1959.

CZ 669.715:620.179.2

Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg prin procedeul WIG

Prof. ing. Vladimir POPOVICI — Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Sever ŞONTEA

Dintre aliajele de aluminiu care se utilizează din ce în ce mai mult în tehnică se citează frecvent aliajele durificabile de tip AlZnMg [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9]. Aliajele de acest gen au proprietatea să-şi refacă proprietăţile de rezistenţă în zona influenţată termic ca urmare a procesului de sudare, printr-o simplă depozitare la temperatura mediului ambiant. Acest fapt are o deosebită importanţă întrucît, după un anumit timp, se ajunge ca atît îmbinarea cît şi materialul de bază să aibă proprietăţi mecanice apropiate [10], [11],[12], [13], [14], [15].

De asemenea aliajele sînt bine sudabile şi prezintă în îmbinări caracteristici apropiate de cele ale metalului de bază. Procedeele de sudare recomandate pentru aceste aliaje sînt procedeele electrice în mediu protector de gaz inert, datorită avantajelor multiple pe care le oferă faţă de procedeele obişnuite fără protecţia băii cu gaze inerte.

În lucrarea de faţă se arată rezultatele experimentale făcute cu o serie de aliaje de tipul AlZnMg, elaborate şi laminate în ţară [16].

Compoziţia chimică a aliajelor studiate a fost următoarea: zinc 2,8 —5,7 %; magneziu 0,54 — 2,8 %; crom 0,06 — 0,86 %; siliciu 0,14 —0,28 %; fier 0,3 —1 %; mangan 0,02 —1 %; zirconiu 0,01 —0,12 %; titan 0,10 —0,29 %.

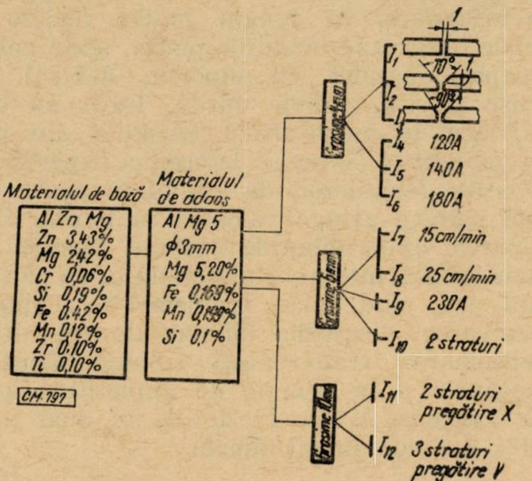

Materialul de bază
Al Zn Mg
Zn 3,43%
Mg 2,42%
Cr 0,06%
Si 0,19%
Fe 0.42%
Mn 0,12%
Zr 0.10%
Ti 0,10%
CM 797
Materialul de adaos
Al Mg 5
ϕ3mm
Mg 5,20%
Fe 0,169%
Mn 0,199%
Si 0,1%
1
70°
I1
I2
I3
90°
I4 120A
I5 140A
I6 180A
I7 15cm/min
I8 25cm/min
I9 230A
I10 2straturi
I11 2straturi pregătire X
I12 3straturi pregătire V

Fig. 1

Sudarea s-a făcut cu instalaţia WSH—III M de fabricaţie R. D. Germană, folosind table cu grosimi de la 4 la 10 mm. S-a folosit procedeul de sudare WIG, după variantele tehnologice prezentate în figurile 1, 2, 3 şi 4.

La o parte din aceste variante s-au folosit condiţii de lucru neindicate pentru a constata gradul de influenţă al acestora asupra caracteristicilor mecanice ale îmbinării. De asemenea, în grupa 4 de procese (fig. 4) s-a sudat, în condiţii apropiate, aliajul laminabil AlMgSi fabricat în ţară pentru o comparaţie cu aliajele AlZnMg — care fac obiectul acestei lucrări.

Elementele constante ale procesului tehnologic de sudare au fost următoarele: diametrul electrodului de wolfram — 3 mm; curentul — 150 A; debitul de argon — 10 l/min; viteza de sudare — 20 cm/min.

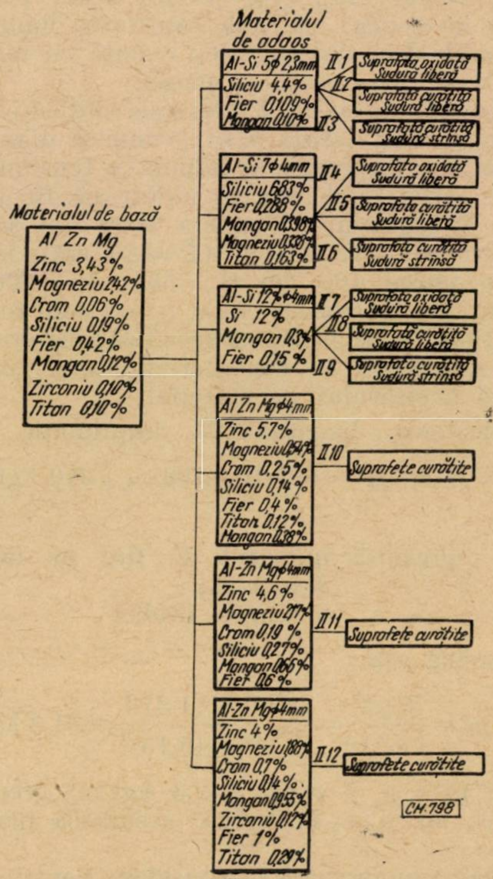

Materialul de adaos
Materialul de bază
Al Zn Mg
Zinc 3,43%
Magneziu 2,42%
Crom 0,06%
Siliciu 0,19%
Fier 0,42%
Mangan 0,12%
Zirconiu 0,10%
Titan 0,10%
Al-Si 5ϕ2,3mm
Siliciu 4,4%
Fier 0,109%
Mangan 0,10%
II1
II2
II3
Suprafaţa oxidată Sudură liberă
Suprafaţă curăţită Sudură liberă
Suprafaţă curăţită Sudură strînsă
Al-Si 7ϕ4mm
Siliciu 6,83%
Fier 0,288%
Mangan 0,398%
Magneziu 0,330%
Titan 0,163%
II4
II5
II6
Suprafaţa oxidată Sudură liberă
Suprafaţa curăţită Sudură liberă
Suprafaţa curăţită Sudură strînsă
Al-Si 12%ϕ4mm
Si 12%
Mangan 0,3%
Fier 0,15%
II7
II8
II9
Suprafaţa oxidată Sudură liberă
Suprafaţă curăţită Sudură liberă
Suprafaţa curăţită Sudură strînsă
Al Zn Mg ϕ4mm
Zinc 5,7%
Magneziu 0,54%
Crom 0,25%
Siliciu 0,14%
Fier 0,4%
Titan 0,12%
Mangan 0,38%
II10
Suprafeţe curăţite
Al-Zn Mg ϕ4mm
Zinc 4,6%
Magneziu 2,7%
Crom 0,19%
Siliciu 0,27%
Mangan 0,65%
Fier 0,6%
II11
Suprafeţe curăţite
Al-Zn Mg ϕ4mm
Zinc 4%
Magneziu 1,88%
Crom 0,7%
Siliciu 0,14%
Mangan 0,955%
Zirconiu 0,12%
Fier 1%
Titan 0,29%
II12
Suprafeţe curăţite
CH 798

Fig. 2

La tablele cu grosimea de 6 mm s-a avut în vedere, mai ales, influenţa vitezei de sudare. Elementele constante ale procesului tehnologic de sudare în acest caz au fost: electrodul de wolfram cu diametrul de 4 mm; curentul de 200 A; debitul de argon de 15 l/min.

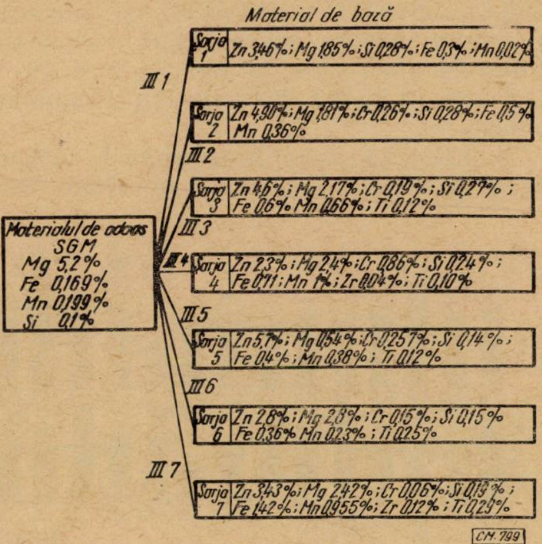

Material de bază
Şarja 1 Zn 3,46%; Mg 1,85%; Si 0,28%; Fe 0,3%; Mn 0,02%
III 1
Şarja 2 Zn 4,90%; Mg 1,81%; Cr 0,26%; Si 0,28%; Fe 0,5%; Mn 0,36%
III 2
Şarja 3 Zn 4,6%; Mg 2,17%; Cr 0,19%; Si 0,27%; Fe 0,6% Mn 0,66%; Ti 0,12%
III 3
Materialul de adaos SGM Mg 5,2% Fe 0,169% Mn 0,199% Si 0,1%
III 4
Şarja 4 Zn 2,3%; Mg 2,4%; Cr 0,86%; Si 0,24%; Fe 0,71; Mn 1%; Zr 0,04%; Ti 0,10%
III 5
Şarja 5 Zn 5,7%; Mg 0,54%; Cr 0,257%; Si 0,14%; Fe 0,4%; Mn 0,38%; Ti 0,12%
III 6
Şarja 6 Zn 2,8%; Mg 2,8%; Cr 0,15%; Si 0,15% Fe 0,36% Mn 0,23%; Ti 0,25%
III 7
Şarja 7 Zn 3,43%; Mg 2,42%; Cr 0,06%; Si 0,19%; Fe 1,42%; Mn 0,955%; Zr 0,12%; Ti 0,29%
CM 799

Fig. 3

La tablele cu grosimea de 10 mm, variantele tehnologice se referă la modul de pregătire: rost în V şi sudarea în trei straturi sau rost în X cu sudarea în două straturi.

Aprecierea calităţii îmbinărilor s-a făcut pe baza unor încercări şi analize complexe. S-au determinat dimensiunile principale ale îmbinării, extinderea zonei de influenţă în metalul de bază, evoluţia în timp a durităţii, caracteristicile mecanice ale îmbinării, controlul calităţii acestora prin metode nedistructive şi distructive, analize macro şi microscopice, contracţiile din îmbinări.

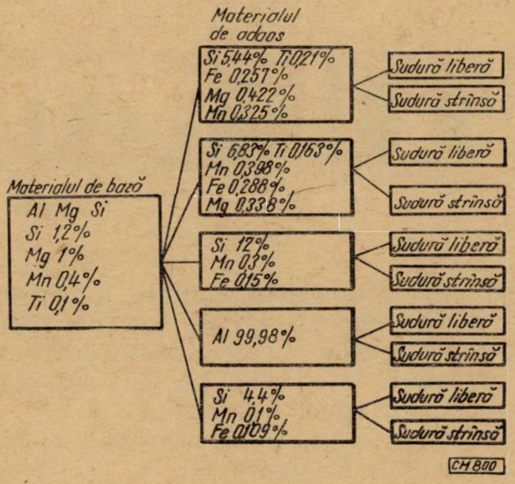

Materialul de adaos
Si 5,44% Ti 0,21% Fe 0,257% Mg 0,422% Mn 0,325%
Sudură liberă
Sudură strînsă
Si 6,83% Ti 0,163% Mn 0,398% Fe 0,288% Mg 0,338%
Sudură liberă
Sudură strînsă
Materialul de bază
Al Mg Si Si 1,2% Mg 1% Mn 0,4% Ti 0,1%
Si 12% Mn 0,3% Fe 0,15%
Sudură liberă
Sudură strînsă
Al 99,98%
Sudură liberă
Sudură strînsă
Si 4,4% Mn 0,1% Fe 0,109%
Sudură liberă
Sudură strînsă
CM 800

Fig. 4

Modul de creştere al zonei de influenţă termică la table groase de 4 mm în funcţie de curent este redat în figura 5.

Evoluţia durităţii pentru trei din regimurile tehnologice studiate la tablele groase de 4 mm se prezintă în figura 6.

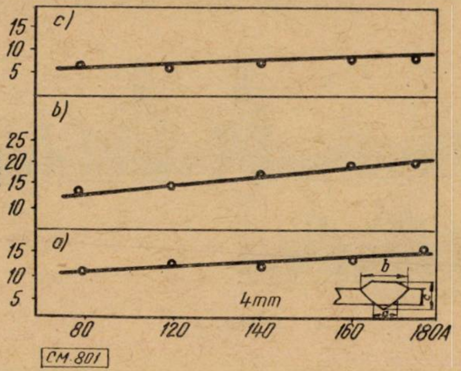


Fig. 5

Din datele prezentate rezultă că, imediat după sudare, duritatea în zona influenţată termic reprezintă numai circa jumătate din valoarea iniţială. Durificarea se produce treptat, iar după 10 zile se revine la starea iniţială.

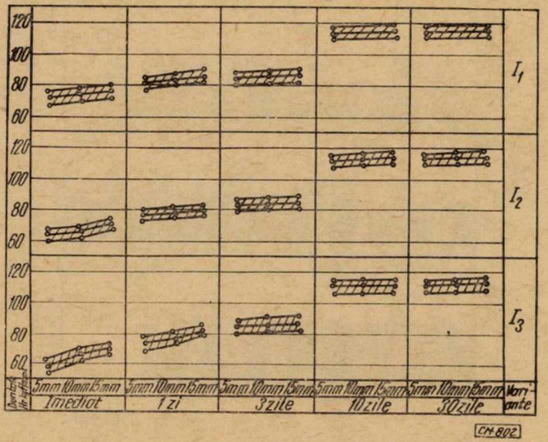


Fig. 6

Din probele sudate au fost prelevate epruvete pentru încercarea cusăturii. Rezultatele încercărilor au fost grupate după calitatea îmbinării, apreciată în urma controlului ultrasonic (A = fără defecte; B = defecte cu atenuări parţiale; C = defecte mari) şi radiografic (cl — 5 după IIS VS 169—64).

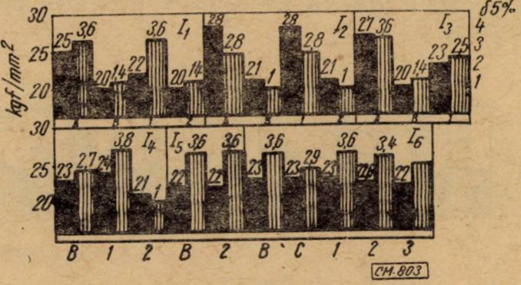


Fig. 7

Pentru îmbinările executate cu table groase de 6 mm rezultatele sînt prezentate în figura 7.

După cum se remarcă, cele mai bune rezultate se obţin la rostul de 70° şi curentul de 150 A. Regimul utilizat pentru sudare — 180 A (I 6) — este cel mai necorespunzător atît din punctul de vedere al caracteristicilor cît şi din punctul de vedere al purităţii.

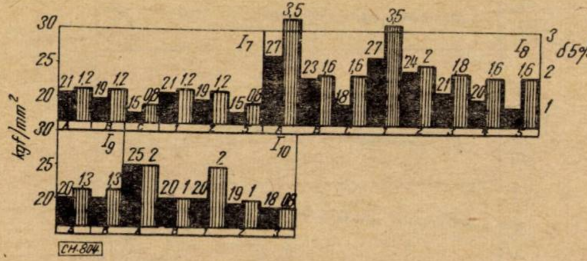


Fig. 8

Pregătirea capetelor nu influenţează hotărîtor asupra caracteristicilor. Folosirea curentului sub o valoare de 150 A prezintă de asemenea o influenţă negativă asupra caracteristicilor îmbinării.

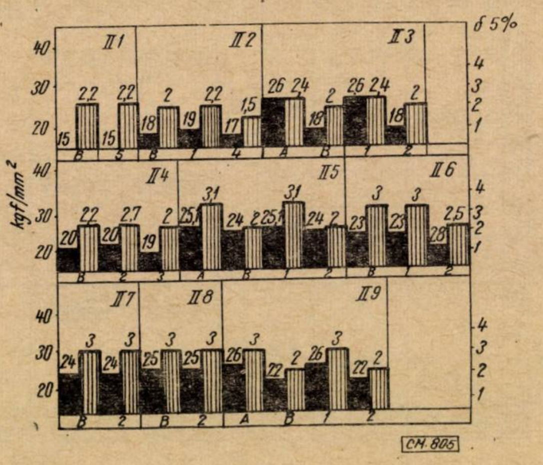


Fig. 9

Caracteristicile mecanice obţinute la îmbinările executate cu table de 6 mm sînt redate în figura 8.

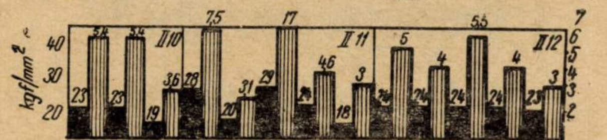


Fig. 10

Cele mai bune rezultate se obţin cu regimul care utilizează viteza de 25 cm/min (I 8) sau la regimurile la care s-a lucrat cu curent mai mare de 200 A.

La îmbinările executate pe table cu grosimea de 10 mm s-au obţinut rezultate apropiate.

Influenţa calităţii şi a gradului de curăţire a electrodului asupra caracteristicilor mecanice ale îmbinării a fost studiată în grupa II de variante tehnologice (fig. 2).

După controlul nedistructiv şi încercarea epruvetelor extrase din îmbinări s-au obţinut rezultatele prezentate în figurile 9 şi 10.

Din aceste figuri se desprind următoarele concluzii :

— o diferenţă mare între valorile obţinute pentru îmbinările executate cu sîrme curate faţă de cele executate cu sîrme cu suprafaţa acoperită de oxizi ;

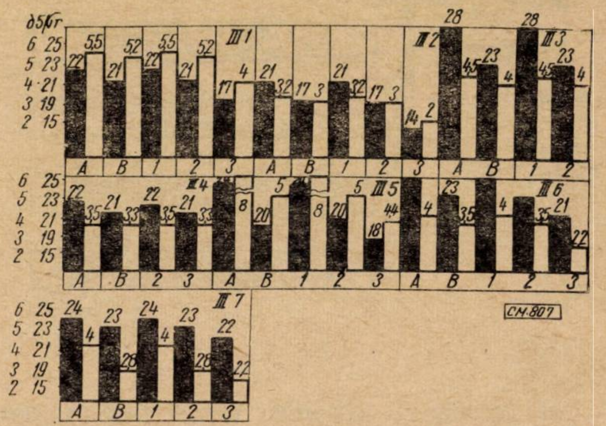


Fig. 11

— rezultate apropiate în ceea ce priveşte sudarea executată liber sau strîns în dispozitive ;

— la utilizarea sîrmelor de aceeaşi calitate cu materialul de bază (variante II10 ; II11 şi II12) sînt de remarcat rezistenţe ca şi alungiri mult mai mari, chiar la clase de calitate inferioară.

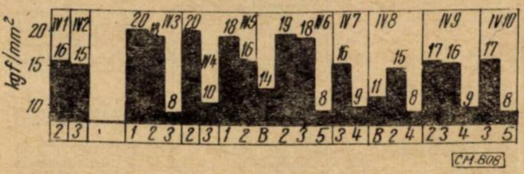


Fig. 12

Influenţa compoziţiei chimice a materialului de bază (grupa III de variante tehnologice, figura 3) asupra caracteristicilor mecanice ale îmbinării s-a studiat pe mai multe şarje de compoziţii chimice diferite.

Rezultatele obţinute la încercările mecanice sînt prezentate în figura 11.

Cele mai bune rezultate s-au obţinut la folosirea sîrmelor de la regimurile III 3 şi III 6, caracterizate prin conţinut mare de zinc şi aliate cu crom şi modificatori.

În grupa a patra de procese tehnologice s-a utilizat, spre comparaţie, aliajul de aluminiu de tip AlMgSi, fabricat în ţară. Rezultatele obţinute la încercările mecanice cu gruparea făcută după controlul radiografic se arată în figura 12.

S-au obţinut caracteristici mecanice mult inferioare faţă de aliajele AlZnMg, şi anume cu circa 8—10 kgf/mm^2 mai mici (la probele fără defecte).

În concluzie, aliajele de aluminiu de tipul AlZnMg prezintă o sudabilitate bună, astfel încît caracteristicile mecanice obţinute sînt superioare altor aliaje de aluminiu sudabile.

Asupra calităţii îmbinării sudate, o influenţă considerabilă o prezintă gradul de curăţire al suprafeţei, curentul şi viteza de sudare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Brenner, P.* Aliaje de aluminiu-zinc-magneziu. Referat la al 4-lea Congres internaţional al inginerilor, Stockholm, 1952.

[2] *Wauschkuhm, E.* Aliaje de aluminiu, în special din sortimentul AlZnMg 1 pentru construcţii sudate. In : Metall, supliment, nr. 3, 1965.

[3] *Werner Gilde, Kurt Paul.* Stadiul dezvoltării aliajelor AlZnMg. In : Schweisstechnik, nr. 13, 1963.

[4] *Chevigny R. Develay, R. Gaulhandis, A. Petrequin, I.* Les alliages aluminium-zinc-magnésium. In : Revue de Métallurgie.

[5] *Brenner, P.* Caracteristicile şi utilizarea unui aliaj AlZnMg durificabil şi sudabil.

[6] *Negretti, W.* Problèmes de soudage posés par la construction des voitures à voyageurs en alliage d'aluminium AlZnMg. In : Soudure, nr. 9, 1967.

[7] *Gönner, P.* Construcţii sudate din aluminiu. In: Schweisstechnik, nr. 17, 1967.

[8] *Brillant, M.* Sudarea aliajelor AZ5G (AlZnMg). In : Soudage et techniques connexes, 1967.

[9] Proprietăţile construcţiilor sudate din aliaje de aluminiu seria X 7000. In : Welding journal suppl., 43, nr.8, 1964.

[10] *Mudrsck, K.P.* Cercetări privind tehnica sudării unui aliaj AlZnMg 1, sub considerentul special al fisurabilităţii sudurii. In : Schweissen und Schneiden, nr. 2, 1960.

[11] *Werner Gilde, Kurt Paul.* Cercetări pe un aliaj AlZnMg 1 sudat. In : Schweisstechnik, nr. 13, 1963.

[12] *Tani, I., Ishikaws, I.* Étude d'un alliage de structure de type AlZnMg. In : Light metals Japan, 15, nr. 2/70 mart. 1965.

[13] *Yoshihiko, Fukui, Toshiyasu.* Efectul elementelor de adaos asupra susceptibilităţii formării crăpăturilor de sudură a aliajelor AlZnMg. In : Light metals tech. rep. Japan, 8, nr, 2, 1967.

[14] *Dudas, J.* Asamblarea aliajelor de aluminiu de înaltă rezistenţă X 7005. In : Welding journal, 44, aug 1965.

[15] *Dudas, J., Collins, F.* Evitarea fisurării sudurii la aliajele de aluminiu de mare rezistenţă. In : Welding journal, 45, nr. 6, 1966.

[16] *Şontea, S., Nicola, F.* Realizarea unui aliaj de aluminiu sudabil de înaltă rezistenţă. In : Metalurgia, nr. 12, 1967.

CZ 621.791:624.023.933

Tehnica sudării grinzilor cu inima plină de secţiuni mari

Ing. Gavrilă RUICAN — Uzina 1 Mai — Ploieşti

În execuţia grinzilor cu inimă plină, sudura are un rol hotărîtor.

Celelalte operaţii de execuţie — debitare, îndreptare după tăiere — de montaj şi de prindere prin sudură în sistem, nu ridică probleme deosebite, nici ca tehnică şi nici ca volum de lucru faţă de operaţia de sudare.

Toate aceste operaţii se execută la fel, indiferent de dimensiunile grinzilor, pe cînd sudarea la grinzi de lungimi şi secţiuni mari cere o tehnică deosebită faţă de grinzile cu dimensiuni mici. Pentru sudare se ridică probleme deosebite din cauza tendinţei accentuate a acestor grinzi de a se deforma după sudare, deformaţii care cresc cu lungimea şi secţiunea transversală a grinzii şi cu micşorarea grosimii elementelor care se îmbină.

Aceste caracteristici exprimă de altfel tocmai condiţiile optime pe care le are în vedere proiectantul pentru realizarea unei execuţii cît mai economice, astfel încît aplicarea sudurii, în condiţiile unei tehnici corespunzătoare, se impune tot mai mult.

În figura 1 s-a reprezentat cadrul de rezistenţă al construcţiilor metalice care formează obiectul lucrării de faţă. Atît stîlpii cît şi grinzile cadrului sînt prevăzute să fie executate cu inimă plină.

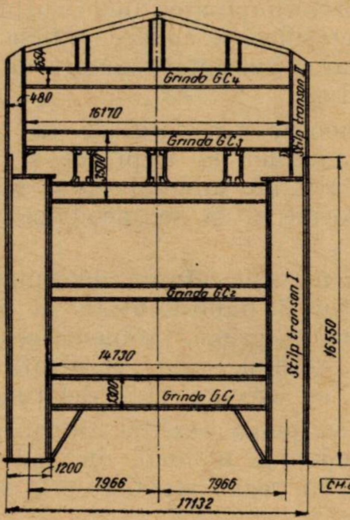


Fig. 1

Lungimea acestor grinzi este cuprinsă între 14 000 şi 17 000 mm, iar înălţimea de la 1 100 la 1 300 mm.

Secţiunea compusă a stîlpului de 1 200 mm înălţime are inima din tablă de 20—26 mm grosime, iar tălpile din tablă de 30 mm grosime şi 300 mm lăţime.

Tălpile sînt rigidizate suplimentar cu platbande de 325 mm lăţime şi 30 mm grosime care se fixează prin sudură de colţ pe toată lungimea lor.

Secţiunea grinzilor are aceeaşi formă cu secţiunea stîlpilor. Înălţimea inimii ajunge pînă la 1 300 mm, iar grosimea inimii pînă la 26 mm.

O secţiune interesantă din punct de vedere al execuţiei o reprezintă grinda G. C. 3 (fig. 1). Grinda a fost realizată prin sudarea separată automată a celor două elemente în secţiune compusă care formează tălpile propriuzise ale grinzii G. C. 3, iar fixarea riglelor de solidarizare ale acestor tălpi s-a realizat prin sudarea manuală, sudînd în sistem, o dată cu sudarea întregului ansamblu.

Tabla folosită pentru execuţia acestor grinzi este tabla normală de calitatea OL—38 de 600/1 600 mm (STAS 437/62).

Tăierea la dimensiuni s-a făcut cu flacăra oxibutanică, pe maşini automate A. S. P. 1. Din cauza lungimii mari, tăierea s-a făcut din mai mult aşezări, astfel încît, pentru asigurarea unei ajustări corespunzătoare cu tălpile, după operaţia de tăiere cu flacără, inimile au fost prelucrate prin rabotare, iar la tălpi s-a făcut numai o polizare.

Datorită lăţimii mici, la tăierea cu flacără a tablelor pentru tălpi şi platbande (300 mm) s-au produs deformaţii accentuate.

Reducerea acestor deformaţii s-a realizat cu un suflai prevăzut cu două arzătoare. Această soluţie a permis şi o execuţie mai productivă.

Pentru preîntîmpinarea deformaţiilor, ca urmare a operaţiilor de sudare, tălpile şi inimile au fost riguros îndreptate înainte de a fi montate în sistem.

De asemenea, s-a verificat ca la montaj îmbinarea inimilor la tălpi cît şi îmbinarea de capete, atît ale inimilor cît şi ale tălpilor, să fie uniforme şi să se încadreze în cotele prescrise.

Deoarece nu sînt admise deformaţiile după sudare, datorită imposibilităţii de îndreptare a unor asemenea grinzi, problema centrală care trebuia în primul rînd rezolvată era ca sudarea să se execute fără deformaţii.

Aceasta se putea realiza numai prin aplicarea procedeului manual, în cadrul căruia este posibil un regim moderat prin sudarea în pas de pelerin.

Soluţia, deşi corespunzătoare, era însă neeconomică. Pe lîngă faptul că aplicarea procedeului de sudare manuală la aceste grinzi ar fi fost mai scumpă, uzina nu ar fi putut respecta termenele contractuale.

Problema aplicării procedeului de sudare automată sub strat de flux rezolva problema productivităţii şi ca atare construcţia se putea efectua cu posibilităţile existente, asigurîndu-se şi realizarea planului curent de fabricaţie al uzinei ; se punea însă problema sudării automate sub strat de flux, fără deformaţii.

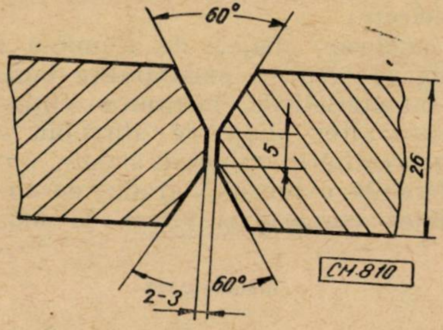


Fig. 2

Soluţia corespunzătoare unei productivităţi ridicate, cu folosirea numai a posibilităţilor uzinei şi cu realizarea sudurii cu deformaţii în limite admisibile, a fost concepută după cum se arată în continuare.

Astfel, s-a sudat manual, în ordinea următoare : sudarea cap la cap a inimilor, avînd rostul uniform (fig. 2) ; sudarea cap la cap a tălpilor ; sudarea cap la cap a platbandelor ; fixarea prin sudare manuală a platbandei la tălpi (fig. 3) ; montarea în sistem a tălpilor ; sudarea manuală a celor două straturi de rădăcină care fixează tălpile de inimă ; sudarea automată.

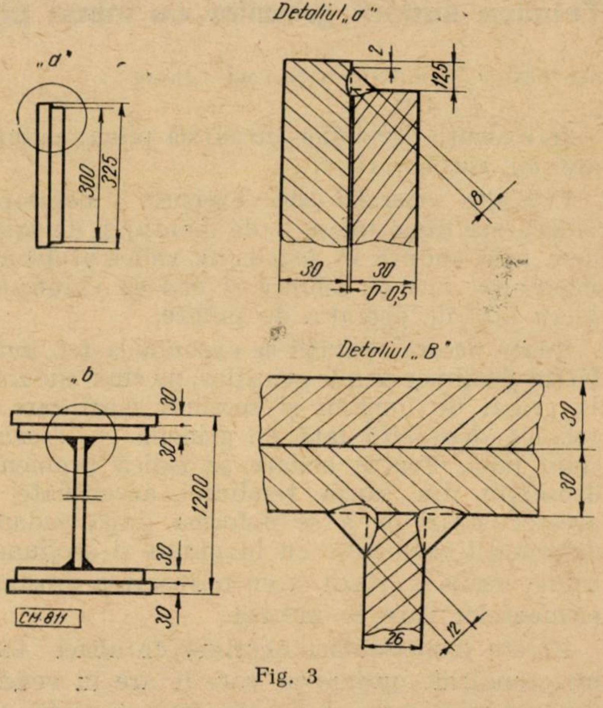


Fig. 3

Sudarea manuală a celor două straturi de rădăcini, care fixează inima de tălpi, se depune în pas de pelerin. Se execută simultan de patru sudori, doi pe o parte şi doi pe alta,

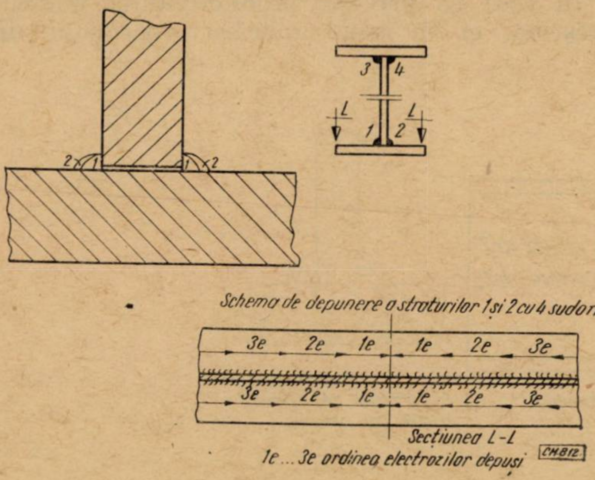

2
1
1
2
3
4
L
L
1
2
Schema de depunere a straturilor 1 şi 2 cu 4 sudori
3e
2e
1e
1e
2e
3e
3e
2e
1e
1e
2e
3e
Secţiunea L-L
1e ... 3e ordinea electrozilor depuşi
CM812

Fig. 4

începînd de la mijloc spre extremităţi (fig.4). După depunerea prin sudarea manuală a celor două straturi de rădăcină, grinda este aşezată pe dispozitivul de sudare automată sub strat de flux (fig. 5), care este astfel conceput încît să permită sudarea pe toată lungimea, folosindu-se în acest scop două maşini automate. Aceste maşini, prin lungimea cablurilor lor, sînt astfel amplasate încît fiecare asigură simultan sudarea unei jumătăţi din lungime.

Se folosesc două maşini ADS-1000·2, cu aproximativ acelaşi grad de uzură, pentru o comportare similară.

Sudura se execută în două treceri, iar ulterior sudarea s-a făcut dintr-o singură trecere pe aproximativ aceeaşi secţiune de cusătură.

În cazul sudării din două treceri, primul strat de sudură, la îmbinarea 1, se depune cu ambele maşini începînd de la mijlocul grinzii spre capete (fig. 5).

Ambele maşini vor avea acelaşi regim de lucru.

Al doilea strat de sudură, tot la îmbinarea 1, se depune de la capetele grinzii pînă la mijlocul ei, cu ambele maşini deodată.

După depunerea a două straturi de sudură în condiţiile expuse mai sus, la îmbinarea 1, se roteşte grinda pentru sudarea îmbinărilor 2, 3 şi 4, în aceeaşi ordine. Regimul de lucru pentru ambele treceri este: viteza de sudare $V_s = 35$ m/h; lungimea arcului $l = 15$ mm; intensitatea curentului $I = 650-700$ A; tensiunea $V = 35-40$ V.

S-a folosit sîrmă S10X STAS 1126–963, cuprată, de 5 mm diametru.

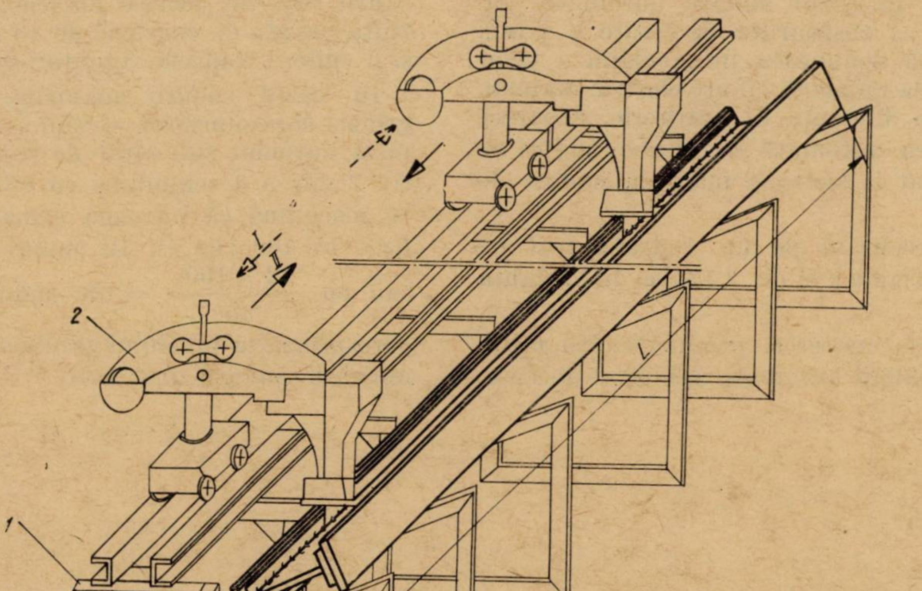


Fig. 5

În cazul sudării din o singură trecere, regimul de lucru folosit a fost: viteza de sudare, $V_s = 22$ m/h; lungimea arcului $l = 15$ mm; intensitatea curentului $I = 700-750$ A; tensiunea arcului $V = 36-42$ V; diametrul sîrmei 5 mm.

Sudarea a fost executată după cum indică schema din figura 6, astfel; pentru sudurile 1,2, sudarea se începe cu ambele maşini de la mijlocul grinzii spre capete.

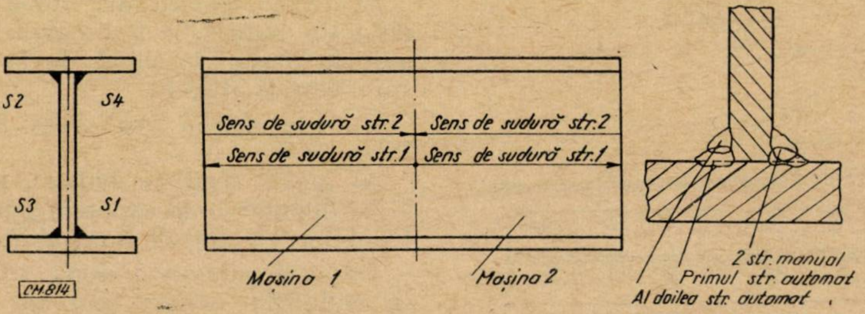


Fig. 6

Ambele maşini au avut acelaşi regim de lucru. Pentru sudurile 3 şi 4, depunerea s-a început cu ambele maşini, de la capetele grinzii spre mijlocul ei.

Eficienţa economică rezultă din diferenţa de manoperă în cazul sudării automate sub strat de flux a cusăturilor de fixare a inimii de tălpi, după depunerea în prealabil a celor două straturi la rădăcină cu arc electric manual, precum şi din diferenţa de categorie, deoarece pentru sudarea automată se folosesc sudori de categoria 6, iar la sudarea manuală sudori de categoria 7.

Economia realizată pe un cadru a fost de 1 520 lei în varianta I şi de 2 130 lei în varianta a II-a.

De asemenea, creşterea productivităţii muncii, în cazul sudării automate sub strat de flux, se reflectă în economia de grupuri de sudură şi de sudori, fapt ce a permis realizarea acestei comenzi în cadrul uzinei, fără suplimentări de grupuri şi sudori electrici manuali.

În ceea ce priveşte productivitatea muncii, creşterea ei, în cazul aplicării procedeului de sudare automată fără deformaţii, a dus la posibilitatea livrării grinzilor în termen.

În cazul sudării automate, execuţia efectivă a unei grinzi a fost la 10 ore, deci 2 grinzi/zi a 3 schimburi. În total, fiind 8 grinzi pe cadru sau 80 pentru întreaga comandă, rezultă durata de execuţie de 40 zile cu 2 maşini şi 3 sudori, respectiv 3 ajutori sudori categoria 3.

În cazul sudării manuale, execuţia unei grinzi, corespunzător secţiunii de cusătură depusă automat sub strat de flux, durează efectiv 2 zile a 3 schimburi cu cîte 4 sudori, ceea ce înseamnă că întreaga comandă s-ar fi realizat în 160 zile cu 12 sudori în 3 schimburi sau cu $\frac{12 \times 160}{40} = 48$ sudori în termenul corespunzător nivelului productivităţii, în cazul aplicării sudurii automate.

CZ 621:621. 3. 023.

Utilizarea curenților de înaltă frecvență în construcția de mașini

Ing. Traian SEÇELEANU, Laureat al Premiului de Stat – I. C. T. C. M – București

În anii 1953–1954 s-au construit și aplicat industrial la Uzina de tractoare din Brașov primele instalații CIF la frecvența de 8 000 Hz, pentru călirea superficială a arborelui motor, a axului cu came, cămășii cilindrului etc. Rezultatele tehnico-economice obținute în exploatarea acestor organe de mașini, în comparație cu procedeul clasic (încălzire la flacără, gaze sau electric cu rezistență), au scos în evidență o mărire a productivității muncii cu circa 400%, realizîndu-se circa 10 milioane lei economii, numai după un an de la aplicare; aceste rezultate au constituit criteriul de bază pentru extinderea procedeului și la alte întreprinderi din cadrul Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini.

Astfel, de la o putere instalată de 4 × 100 kW–8000 Hz și patru mașini de călire CIF, în funcțiune la Uzina de tractoare (1954), la finele anului 1968 procedeul s-a extins la circa 35 întreprinderi constructoare de mașini, totalizînd circa 25 000 kW putere instalată la medie și înaltă frecvență (1 000, 2 500, 8 000, 70 000, 250 000 și 450 000 Hz), atît pentru călire superficială, cît și pentru încălzire înaintea forjării, topirii și brazării metalelor. Economiile realizate pe această perioadă sînt de circa 100 milioane lei datorită: productivității ridicate, economiilor la preț de cost, la materiale și manoperă prin înlocuirea unor oțeluri de cementare prin oțeluri de îmbunătățire aliate sau nealiate, micșorării de două-trei ori a pierderilor de metal prin arderi sau oxidări față de încălzirea în cuptoare cu gaze, eliminării rebutului pe seama conducerii automate sau semiautomate a procesului electrotermic, ridicării igienei locului de muncă prin eliminarea nocivelor etc. [1].

În această perioadă de dezvoltare a aplicării CIF-ului în construcția de mașini, atît la Uzina de tractoare din Brașov cît și în cadrul Institutului de cercetări tehnologice pentru construcția de mașini (ICTCM) – București, s-a practicat metoda de cercetare-proiectare și execuție utilaje CIF specifice reperelor sau familiilor de repere necesare construcției de mașini. În principal s-a avut în vedere asigurarea la maximum a performanțelor stratului călit prin CIF și regimul electrotermic optim pentru încălzirea semifabricatelor în vederea forjării, matrițării sau brazării și topirii metalelor. În privința utilizării și adaptării diferitelor aparate CIF asimilate în cadrul departamentului electrotehnic din M.I.C.M. sau procurate din import, necesare instalațiilor CIF, s-a urmărit asigurarea conducerii procesului tehnologic cu o fidelă repetabilitate și minimum de efort.

Practica industrială îmbinată cu activitatea de cercetare-proiectare (dezvoltare) proprie pe o perioadă de 16 ani de la aplicarea primelor electrotehnologii prin inducție în construcția de mașini a scos în evidență, a verificat și fundamentat printr-o largă experimentare, îndeosebi la călirea superficială, avantajele generale și particularitățile metodei. Inginerii cercetători – proiectanți, specializați în acest domeniu, precum și personalul tehnic de exploatare, au astăzi, în general, un punct de vedere unitar în privința domeniilor de aplicare și a posibilităților de extindere a procedeului care asigură: uniformitatea încălzirii și respectării cu rigurozitate a zonelor care nu sînt supuse acestei încălziri; eficiența economică; gradul de automatizare ridicat; corelarea și integrarea tehnologiilor CIF în fluxul de fabricație etc.

Se menționează în continuare cîteva din tehnologiile și utilajele CIF realizate de ICTCM, aplicate în industrie sau experimentate în vederea aplicării în viitor, cu indicarea performanțelor tipurilor reprezentative de stații CIF la medie frecvență fabricate în sectorul electrotehnic din cadrul M.I.C.M.

Stațiile producătoare de energie electrică la medie frecvență (2 500 și 8 000 Hz) au astăzi performanțe comparabile cu cele realizate în străinătate: 20–25 kg/kW la 8 000 Hz 3 000 rot/min (fig. 2), față de 50–55 kg/kW, realizat anterior de – UMEB (fig. 1) [5].

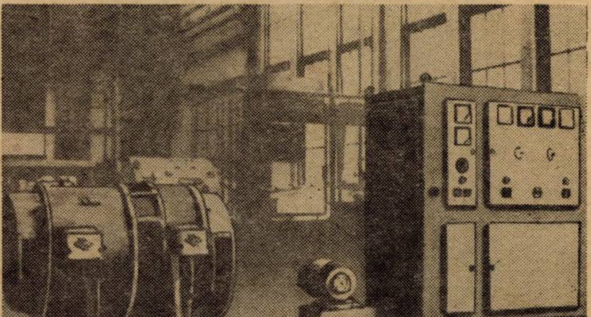


Fig. 1. Stație de producere CIF formată din grupuri convertizoare de 8 000 Hz, de construcție orizontală și dulap de comandă; 100 kW 8 000 Hz, 750/370 V cu excitație separată-amplidină la 60 V, 1 200 W; fabricat la U.M.E.B. 1955–56 (generator) și la uzina „Electrotehnica” – București, dulapul de comandă (1965–1966).

De asemenea, au fost realizate în ultima perioadă 1966—67, la ICTCM, în colaborare cu uzinele beneficiare: FMUAB și INOX — București, generatoare electronice de puteri de 60—80 kW la frecvențele de 70, respectiv 420 kHz (fig. 4) [2].

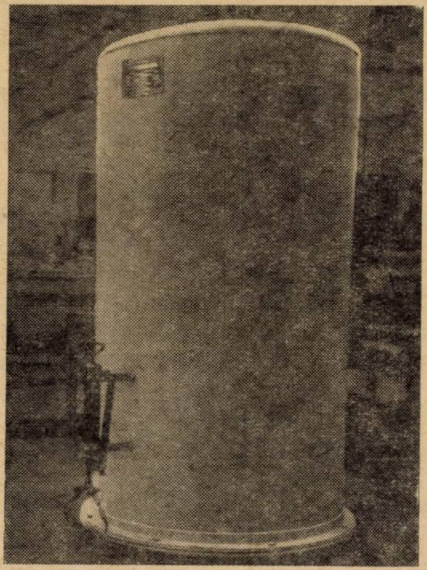


Fig. 2. Grup convertizor de 100 kW 8000 Hz — construcție verticală la 3 000 rot/min răcire cu apă; fabricație curentă la U.M.E.B. 1967.

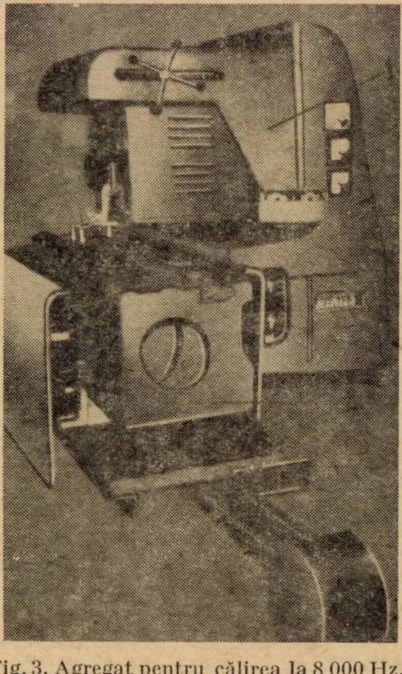


Fig. 3. Agregat pentru călirea la 8 000 Hz, ghidaje-batiuri pentru strunguri:

1 — mașina de călire cu transformator de adaptare, pupitru de comandă, aparate de măsură și *2* — batiul fixat pe platformă mobilă.

Dintre tehnologiile, agregatele și instalațiile CIF realizate de ICTCM, în general, prin colaborare cu uzinele beneficiare din cadrul M.I.C.M. se menționează călirea superficială la 8 000 Hz a ghidajelor batiurilor de strunguri pentru uzina Strungul din Arad, confecționate din fontă cenușie perlitică. Tehnologia se aplică din anul 1966 —1967 cu ajutorul agregatului din figura 3. Se poate obține un strat călit de 1 — 2 mm, durități de 45 — 50 HRC cu viteze de călire de la 2 la 10 mm/s. O altă tehnologie realizată este călirea superficială la 450 000 Hz a ghidajelor strungurilor paralele și carusel fabricate de FMUA — București, confecționate din fontă cenușie perlitică; $\sigma_r = 25-30$ kgf/mm²; 2,8 —3,3% C; 1,2 —1,8% Si; 0,8 —1,0% Mn; 0,12% S; 0,35 P și carbon legat 0,8 —0,7%. Utilizînd instalația (fig. 4) la $U_a = 9{,}5$ kV, $I_a = 8{,}5$, $I_g = 1{,}7-2$ A, $U_f = 18$ V, se obține un strat călit de 1,2 mm, 51 —52 HRC și o deformație de 0,1 mm la o lungime nominală de 1545 mm a ghidajului. Temperatura de încălzire (succesiv) este de 840—860°C iar călirea cu apă la circa 1 kgf/cm² presiune. Se aplică la FMUAB din anul 1967 [2].

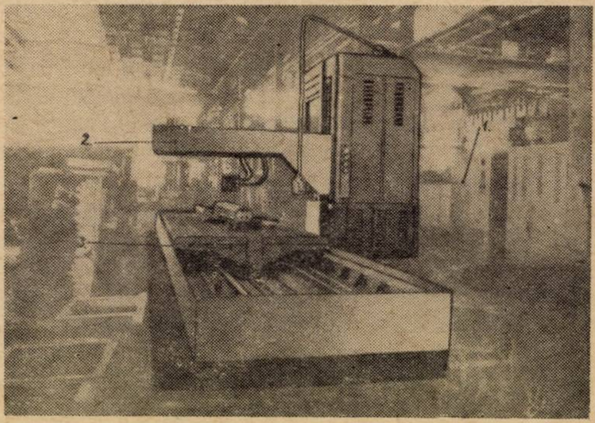


Fig. 4. Instalație CIF la 450 kHz, pentru călirea ghidajelor la strungurile paralele și carusel:

1 — generator; *2* — cap transformator; *3* — platformă pentru fixat batiul pentru călire.

— Mașina de călit prin CIF la 8 000 Hz roți dințate mari cu $m > 7$ mm la 100 kW, 750 V și 2 —10 mm/s viteză de lucru este montată pe un dispozitiv cu acționare hidromecanică, alimentată de la o stație CIF separată; funcționează la uzina Progresul — Brăila din anul 1966 —1967 pentru călirea roților dințate mari avînd diametrul de 3 000 mm exterior (fig. 5). Parametrii tehnologici ai unei roți cu $m = 12$ mm la 750 V și circa 60 kW sînt: 1,5 —2,5 mm strat călit pe conturul dintelui (gol, fund și flancuri), duritate 45 —50 HRC. Revenirea are loc datorită cantității de căldură remanentă; grosimea dintelui fiind mult mai mare decît stratul călit are loc o autorevenire a stratului călit [6].

În figura 6 este prezentată o vedere — detaliu — a unei mașini universale de călire la 8 000 Hz, avînd următoarele caracteristici: puterea maximă 2 × 100 kW, 3 000 – 4 000 kVar, la 750 /375 V, 8 000 Hz ; pentru căliri succesive cu 1 – 25 mm/s şi căliri simultane ; distanţa între vîrfuri 1 500 mm ; diametrul maxim de călit 300 mm. Maşina este prevăzută cu două posturi de lucru (în fig. 6 vederea unui singur post de lucru). Dimensiunile de gabarit : 2500 × × 2 000 × 1000 mm [6].

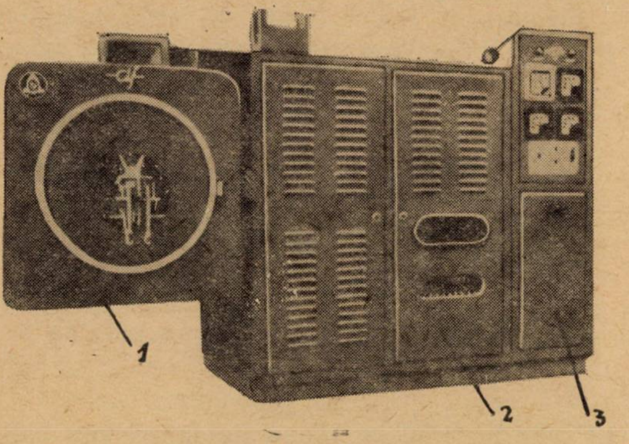


Fig. 5. Agregat CIF pentru călirea roţilor dinţate mari cu $m > 7$ mm, format din :

1 – cap transformator cu inductor (călire dinte cu dinte) şi 2, 3 – dulap condensatoare cu pupitru de comandă.

— Dintre lucrările mai reprezentative din cadrul construcţiei de maşini privind aplicarea încălzirii prin inducţie la medie frecvenţă pentru forjare este tehnologia şi instalaţia CIF realizată de ICTCM în colaborare cu U.U.P. — Tîrgovişte în vederea forjării racordurilor speciale (fig. 7). Instalaţia CIF este fromată din 2 × 250 kW la 250 Hz şi 500 kW la 1 000 Hz, pentru încălzirea semifabricatelor tubulare din oţel cu diametrul exterior de circa 300 mm şi grosimea de perete de maximum 40 mm. Productivitatea instalaţiei este de 700 – 1 000 kg/h tuburi la temperatura de 1250 °C. Alimentarea inductoarelor de construcţie specială, solenoid şamotat monobloc cu material refractar de tip DOSEFA (Al_2O_3 circa 40%) elaborat în România în 1964, este realizată prin jgheabul înclinat de pe care semifabricatul tubular este transportat automat în inductorul I pentru preîncălzire şi apoi în inductorul II pentru încălzire finală [5,6].

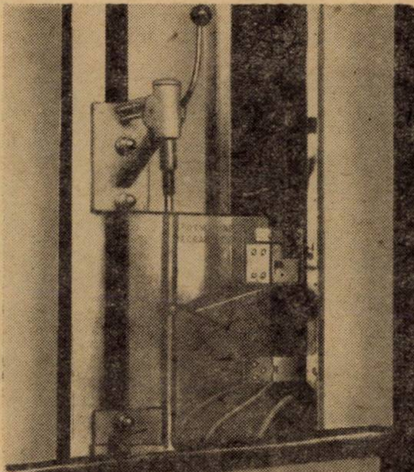


Fig. 6. Maşină CIF universală.

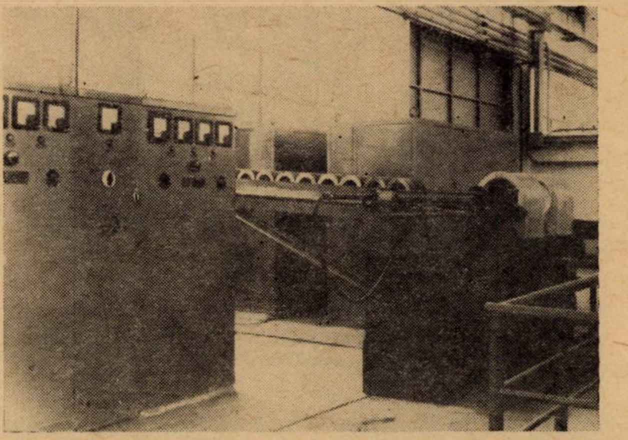


Fig. 7. Instalaţie de încălzire la 2 500 Hz pentru forjare pe o presă specială a semifabricatelor tubulare pentru racorduri speciale.

— În domeniul cercetărilor privind elaborarea unei tehnologii optime de călire superficială prin inducţie la medie frecvenţă a fusurilor maneton, palier şi palier de capăt ale arborelui motor de la motoarele diesel 750/375 CP şi motor tractor S 1 300, ICTCM a construit şi exeprimentat în colaborare cu uzinele „23 August" — Bucureşti şi „Tractorul" — Braşov, diverse tipuri de inductoare avînd parametrii electrici comparabili sau chiar superiori celor realizaţi de tehnica mondială. În figura 8 sînt prezentate inductoare de tip buclă închisă, pentru călirea fusurilor maneton şi palier al unui arbore motor diesel stabil sau de tractor. Acestea sînt confecţionate din ţeavă de cupru de 13 × 8 × 1,5 mm, fasonată în buclă închisă (fig. 8) avînd conduc-

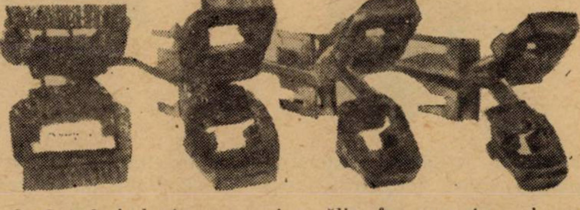


Fig. 8. Set de inductoare pentru călire fus maneton şi palier $\varnothing$ 125 × 100 şi $\varnothing$ 140 × 70.

toarele magnetice pentru concentrarea cîmpului, plasate diferenţiat pe laturile buclei, potrivit zonei de călit respective pentru uniformizarea temperaturii. Avantajele acestui tip de inductor constă în realizarea unor densităţi de curent constante în timpul rotirii arborelui pe fus palier, maneton sau capăt, utilizînd aceeaşi secţiune de conductor electric pentru densităţi de curent pînă la 100 A/mm^2.

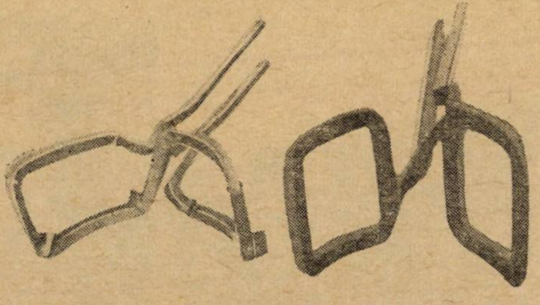


Fig. 9. Spire active pentru inductoare de capăt şi fus palier-maneton fără conductoare magnetice şi plăci de racordare.

În figura 9 este prezentată spira inductoare din cupru pentru inductor de capăt şi fus palier sau maneton, fără concentratori de cîmp [3,6].

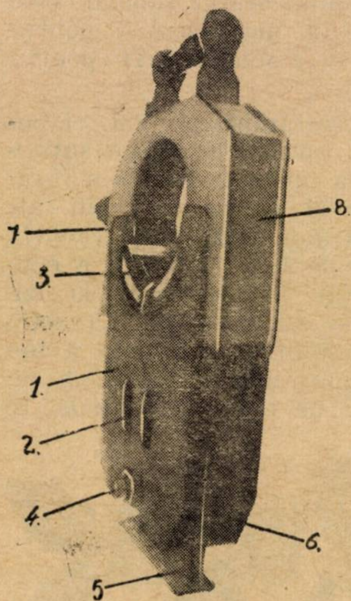


Fig. 10. Ansamblul inductor pentru călire palier-capăt cu spiră tip buclă.

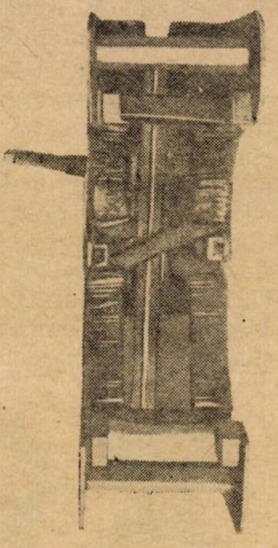


Fig. 11. Vedere spiră inductoare cu concentratorii de capăt, pentru călire braţe.

Inductoarele reprezentate în figurile 10—11 şi 12 au în general elemente constructive comune în afara spirei inductoare *3* (fig. 10) de tipul buclă închisă cu dispersie mai mică decît spira inductoare *3* a inductorului din figura 12. În figura 10 s-au notat: *1* — plăcile de ecranare; *2* — degajări pentru reglaj spiră inductoare; *4* — racord pentru răcirea cu apă a spirei inductoare; *5* — contact-talpă pentru racordare la transformatorul de adaptare; *6* — plăcile distanţoare comune — (fig. 10, 11 şi 12) [3], [6].

Stropitorul *8* din figura 10 este detaşabil şi asigură răcirea simplă; stropitorul din figura 12 este de tipul cu răcire dublă (vedere parţială în figura 12).

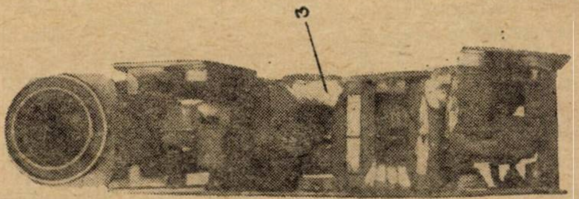


Fig. 12. Vedere spiră tip zig-zag pentru călire fus palier şi maneton.

Cercetările şi experimentările efectuate în cadrul laboratorului CIF de la ICTCM [4], în domeniul tratamentelor termochimice, au scos în evidenţă posibilitatea aplicării încălzirii CIF pentru cementarea în gaz metan şi combustibil solid cu ajutorul încălzirii la frecvenţă radio 250 000 Hz. În figura 13 se prezintă o vedere de ansamblu a instalaţiei de laborator utilizată pentru cementarea prin CIF şi gaz metan a unor epruvete (bucşe şi roţi dinţate).

Utilizînd gaz metan la o presiune de 20 mm col. H_2O şi un debit de 15 l/min s-au obţinut pentru bucşe şi roţi dinţate — epruvetă confecţionate din OLC15, OLC10, 16MC10 şi 20 MC13 următorii parametri tehnologici: — strat cementat 0,55 — 0,66 mm la 20 min şi 0,7 — 0,88 mm la 40 min timp de cementare cu gaz metan şi combustibil solid (mangal); temperatura medie de circa 1 000°C. Un strat cementat de 1—1,2 mm s-a obţinut pentru oţelurile 13CN35 şi 13CN45 după 50—60 min timp de încălzire la o temperatură medie de 1 100°C.

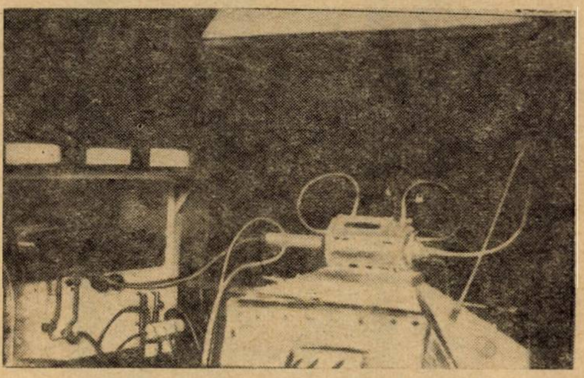


Fig. 13. Instalaţie de laborator pentru cementare prin CIF.

Faţă de procedeul clasic de cementare în cuptor, timpul se reduce de circa 10 ori.

Tot în fază de cercetare se află nitrurarea şi carbonitrurarea prin CIF a unor bucşe şi piese cilindrice confecţionate din 38MoCA09, 40C10 OLC45, 41MoC11 şi 38HMIn pentru lainere fabricate de către Uzina mecanică Cîmpina.

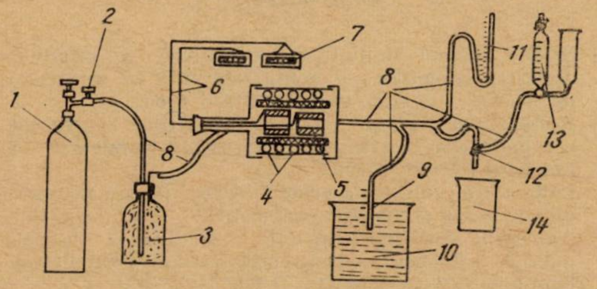


Fig. 14. Schema de principiu a instalaţiei de laborator pentru nitrurare şi carbonitrurare (cu completare) cu ajutorul încălzirii CIF la 250 kHz.

Experimentările pentru nitrurare gazoasă au fost efectuate cu ajutorul instalaţiei din figura 14 : *1* — butelie de amoniac, *2* — reglaj fin ; *3* — vas cu $CaCl_2$; *4* — inductor cu mai multe spire şi tub ceramic ; *5* — epruvetă ; *6* — termocuplu ; *7* — milivoltmetru ; *8* — tub de legătură; *9* — tub de sticlă ; *10* — vas cu apă ; *11* — manometru ; *12* — robinet cu două căi ; *13* — disociometru ; *14* — vas pentru scurgerea apei. Încercările au fost efectuate la 30 kW, 250 kHz, 15 şi 65% grad de disociere în funcţie de temperatură, presiunea amoniacului fiind de 20—30 mm col. H_2O, cu răcire în curent de amoniac pînă la 100°C. În acest regim au fost nitrurate bucşe avînd un diametru de 30/20 mm şi 25 mm lungime. Epruvetele au fost rectificate şi degresate cu neofalină; deformaţiile de ± 1μ aufost măsurate pe diametre perpendiculare.

Epruvetele confecţionate din OLC45 au fost obţinute prin prelucrarea unor bare îmbunătăţite în prealabil la 820—840°C, şi revenite la 550 — 600°C în aer. Epruvetele din 40C10, au fost îmbunătăţite la 840—860°C cu răcire în ulei şi revenire la 550—600°C (răcire în apă). Epruvetele din oţel 41MoC11 de asemenea confecţionate din bară îmbunătăţită la 830—850°C — răcire în ulei şi revenire la 550—600°C în apă.

Durităţile înainte de nitrurare au fost de 246—410 HV.

S-a constatat o reducere a durităţilor prin creşterea continuă a temperaturii (provoacă o coagulare a nitrurilor). Astfel, la oţelul 40C10, duritatea maximă s-a obţinut la temperatura de 500°C. La o creştere a temperaturii 700°C, se obţine de exemplu un minimum de duritate. În cazul oţelului OLC45 s-a constatat că duritatea stratului de difuzie are valoarea maximă la temperatura de 600°C.

Deformaţiile sînt minime pentru temperaturi joase de nitrurare cu cît timpul de nitrurare este mai mic. Astfel, epruvetele din OLC45 nitrurate prin încălzire CIF timp de 3 ore, la 500 pînă la 700°C, au deformaţii cuprinse între 0,020 şi 0,050 mm pentru oţelul 40C10, 0,018 şi 0,038 mm, iar pentru oţelul 38MoCA09 deformaţiile cresc de la 0,017 pînă la 0,034 mm.

Adîncimea stratului nitrurat variază în funcţie de temperatură şi timp de încălzire (termodifuzie) : 0,18—0,28 mm pentru 500—700°C şi 1,5—3 ore (oţel 40C10 şi 38MoCA09).

Microdurităţile sînt cuprinse între 1 500 şi 500 HV în funcţie de grosimea stratului nitrurat la temperatura de 500°C (cu timpul de trei ore pentru oţelurile indicate mai sus).

Fragilizarea stratului nitrurat s-a efectuat vizual urmărindu-se la microscop amprentele diametrului de luat durităţi Vickers ; nu s-au observat fisuri la probele efectuate.

Nitrurarea cămăşilor de pompe fabricate de Uzina mecanică—Cîmpina, confecţionate din oţel 38HMIuA, s-a efectuat în următorul regim electrotermic : 550°C, trei ore, 20% grad de disociere al amoniacului, presiune 15—20 mm col. H_2O, menţinerea prin schemă cu reglaj tot sau nimic (fig. 13 şi 14), răcirea în jet de amoniac timp de 15 min.

S-a obţinut : 0,22 mm strat nitrurat, duritate 946 HV (5 kgf), microduritate maximă pe strat circa 1 500 HV.

Rezultă din experimentările de mai sus pe epruvete şi piese din fabricaţie că metoda de nitrurare prin CIF asigură calităţi superioare stratului cu timpi de încălzire (termodifuzie) de circa 10—20 de ori mai mici decît procedeul clasic cu încălzire în cuptor.

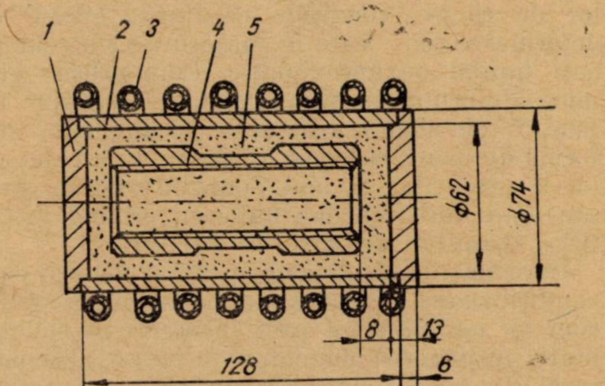


Fig. 15. Schiţa inductorului pentru termozincare prin CIF: *1* — capac; *2* — corp; *3* — inductor; *4* — piesă de zincat; *5* — Zn 75% + nisip 25%.

Termozincarea prin CIF a fost experimentată pentru prima dată la ICTCM în 1965 pe epruvete confecţionate din 36C17 şi OLT65E. S-a utilizat parţial instalaţia din figurile 13 şi 14, la care s-a adaptat un inductor de tipul prezentat schematic în figura 15.

S-a folosit ca material de difuzie praf de zinc în proporţie de 75—80% Zn şi nisip 25%. Regimul electric de lucru: 250 kHz, $U_a = 6,5$ kV, $I_n = 0,7$ A, $I_g = 0,2$ A pentru tija de pompare şi mufă — racord de legătură, miniaturizate, confecţionate din oţelurile indicate mai sus. S-a obţinut un strat termozincat de 0,015—0,05 mm în timp de 15 pînă la 40 min la 370—400°C. Prin comparaţie cu termozincarea obţinută la încălzirea în cuptor s-a realizat o reducere a timpului de circa cinci ori.

Aplicaţiile CIF în cadrul construcţiilor de maşini sînt în relativ progres în ceea ce priveşte extinderea procedeului la călirea, forjarea şi brazarea metalelor. În afara celor de mai sus, ICTCM în colaborare cu uzinele beneficiare au introdus recent în fază semiindustrială: alitarea supapelor prin încălzire CIF, călirea la dublă frecvenţă a roţilor dinţate pentru maşini-unelte etc.

Prin planul tehnic de perspectivă se are în vedere introducerea electrotehnologiilor CIF şi la alte întreprinderi din cadrul M.I.C.M. precum şi extinderea procedeului la topire, matriţare-forjare şi diverse tehnologii necesare prelucrărilor la cald în construcţia de maşini.

BIBLIOGRAFIE

[1] Studiu privind stadiul şi perspectivele cu privire la aplicarea curenţilor de înaltă frecvenţă în construcţia de maşini -- ICTCM simbol FOR — 1964.

[2] Studierea şi elaborarea tehnologiei optime pentru călirea ghidajelor la strungurile carusel şi paralele — simbol LFO-ICTCM — 1967.

[3] Călirea prin inducţie a arborilor cotiţi pentru motoarele diesel de 350 şi 700 CP simbol LEC — ICTCM — 1966.

[4] Aplicaţiile încălzirii prin CIF la tratamente termochimice ale metalelor în vederea accelerării procesului termochimic — FPI. — ICTCM — 1965.

[5] *Seceleanu, Tr., Pantelimon, T., Muscalu D.* şi *Oancea Gheorghe.* — Încălzirea prin inducţie a racordurilor speciale. Referat ţinut la sesiunea tehnico-ştiinţifică a ICTCM — 1966.

[6] *Seceleanu, Tr.* — Aplicaţii ale încălzirii prin inducţie la frecvenţă medie. Referat ţinut la Institutul politehnic din Timişoara cu ocazia sesiunii ştiinţifice a cadrelor didactice, mai, 1968.

CZ 669.14.018; 669.15-194; 620.179.2

Comportarea la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate

H. SELMEREANU – Baza Academiei R.S.R. – Timişoara

Comportarea la sudare a oţelurilor este intim legată de apariţia constituenţilor fragili în zona influenţată termic (ZIT). Procesul de fragilizare în ZIT este condiţionat de o serie de factori — compoziţia chimică, repartiţia vitezelor de răcire, condiţiile ereditare, gradul de deformare etc. — care în majoritate sînt cunoscuţi numai cu aproximaţie. Compoziţiile chimice determinate prin analizele curente nu pun în evidenţă existenţa elementelor sub formă de urme, care pot influenţa mult comportarea oţelurilor şi nici conţinuturile în gaze sau, mai mult, nu dau indicaţii privind repartiţia atomilor de gaze în oţeluri.

Informaţiile insuficiente privind factorii care condiţionează comportarea la sudare a oţelurilor se completează prin încercări de sudabilitate, mijloace suplimentare de investigaţie prin care se poate evidenţia influenţa factorilor greu de luat în considerare direct. Existenţa acestor încercări, diversificate mult ca formă de epruvetă, mod de încercare, fel de interpretare, dintre care unele nelegate de o mărime fizică caracteristică, a dus la imposibilitatea definirii logice a noţiunii de sudabilitate [1].

Situaţia existentă a dus la elaborarea unui studiu în care s-a urmărit comportarea la sudare a unor oţeluri carbon, avînd conţinutul în carbon cuprins între 0,12 şi 0,64% şi a unor oţeluri slab aliate folosite în construcţiile sudate. În lucrare nu au fost introduse probe noi, ci au fost utilizate o parte din cele existente, în cadrul unei metodologii cît mai aproape de fenomenele fizice caracteristice proceselor din ZIT.

În tabela 1 se prezintă compoziţiile chimice ale culeelor din oţeluri carbon şi slab aliate cercetate — după analiza normală.

Studiul comportării la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate a fost efectuat prin încercări fără sudură ale metalului de bază şi încercări cu sudură. Încercările fără sudură efectuate reflectă influenţa asupra proprietăţilor plastice ale oţelurilor a unor factori care apar în procesele de sudare: tendinţa de îmbătrînire ca efect al şocului termic şi mecanic, tendinţa de creştere a grăunţilor cu temperatura, tendinţa de fragilizare la temperaturi scăzute, fragilitatea la revenire a oţelurilor slab aliate, tendinţa spre călire. Încercările cu sudură au avut ca scop studiul zonei influenţate termic la depunerea unui cordon de sudură, cu viteze diferite de sudare, după tehnologii normale în exploatare şi studiul zonei influenţate termic după metoda Cabelka [2].

Efectul factorilor menţionaţi a fost relevat prin valorile rezilienţelor, durităţilor de macro şi microstructură.

Tabela 1

Nr. crt.	Culeu	mm	Compoziția chimică								
			C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	V	Al
1	14201	15	0,12	0,44	0,32	0,024	0,042	—	—	—	—
2	51027	15	0,14	0,47	0,30	0,029	0,021	—	—	—	—
3	24503	15	0,21	0,38	—	0,032	0,023	—	—	—	—
4	48532	15	0,23	0,42	—	0,054	0,038	—	—	—	—
5	14276	15	0,35	0,54	0,32	0,058	0,042	—	—	—	—
6	5723	15	0,42	0,55	0,36	0,023	0,053	—	—	—	—
7	63898	15	0,64	0,68	0,31	0,032	0,017	—	—	—	—
8	206707	20	0,10	1,72	0,31	0,021	0,019	0,07	0,08	—	—
9	3313	30	0,09	1,75	0,35	0,024	0,020	0,09	0,05	—	—
10	77310	20	0,19	1,50	0,34	0,035	0,024	0,05	—	—	—
11	95602	30	0,16	1,50	0,35	0,035	0,022	0,05	—	—	—
12	95602	30	0,16	1,50	0,35	0,035	0,022	0,05	—	—	—
13	610532	42	0,09	1,69	0,61	0,041	0,028	—	0,04	—	—
14	610447	65	0,08	1,59	0,61	0,045	0,030	—	0,04	—	—
15	36314	30	0,17	1,42	0,31	0,028	0,012	—	0,04	0,07	—

Observații : — Culeele 1 ÷ 7 (oțeluri carbon) nu sînt normalizate.
— Culeele 10 și 11 (oțeluri slab aliate) nu sînt normalizate.
— Restul culeelor (oțeluri slab aliate) sînt normalizate.

Epruvetele de rezilienţă utilizate au fost de tip Mesnager (KCU).

Încercări fără sudură. Îmbătrînirea este fenomenul de fragilizare a oţelurilor ca efect al factorilor de deformare plastică la rece (factorul mecanic) şi de temperatură (factorul termic). La sudare în ZIT şi sub ZIT, îmbătrînirea apare ca efect al tensiunilor proprii la nivelul grăunţilor, provocate de precipitările submicroscopice ale nitrurilor, sub acţiunea ciclurilor termice. Ea determină micşorarea proprietăţilor plastice şi creşterea proprietăţilor de rezistenţă ale oţelurilor.

În cercetările efectuate, tendinţa la îmbătrînire a oţelurilor a fost studiată prin deformarea plastică la rece cu 10% şi tratamentul termic la 300 °C timp de o oră.

Luînd în considerare criteriul $K'/K>0,5$ [3], în care K' este rezilienţa oţelului după îmbătrînire, iar K rezilienţa metalului de bază (epruvete longitudinale încercate la + 20 °C) se constată următoarele :

— oţelurile carbon încercate au tendinţă accentuată spre îmbătrînire, raportul K'/K fiind mai mic decît 0,5 ;

— oţelurile slab aliate cu mangan nu înclină practic spre îmbătrînire, K'/K fiind peste 0,5, cu excepţia culeului 95 602 nenormalizat ($K'/K = 0,31$) şi a culeului 610 447 ($K'/K = 0,46$) incomplet normalizat (granulaţie iniţială mare). După normalizare, culeul 95 602 prezintă rezilienţe mult îmbunătăţite ($K'/K = 0,87$). Astfel, se pune în evidenţă importanţa tratamentului de normalizare la oţelurile slab aliate în ceea ce priveşte micşorarea tendinţei spre îmbătrînire a oţelurilor.

Tendinţa de fragilizare a oţelurilor carbon şi slab aliate la temperaturi scăzute (sub zero grade) s-a determinat urmărind variaţia rezilienţelor la temperaturi între 0 şi —50 °C (epruvete longitudinale).

Datele experimentale arată că oţelurile carbon prezintă o accentuată scădere a valorilor de rezilienţă cu temperatura. La —50 °C rezilienţele variază între 0,60 şi 1,65 mkgf/cm². Se constată că scăderea valorilor de rezilienţă este accentuată de creşterea conţinutului în carbon peste 0,20% şi a conţinutului în fosfor peste 0,03%, cifre care condiţionează utilizarea oţelurilor la construcţii destinate a lucra la temperaturi scăzute [4].

Oţelurile slab aliate cercetate prezintă o slabă tendinţă de fragilizare la temperaturi joase, valorile rezilienţelor la —40 °C fiind apropiate de rezilienţele la + 20 °C, cu excepţia culeelor nenormalizate. După normalizarea acestor oţeluri valorile rezilienţelor la temperatura de —40 °C au crescut de 4—5 ori, apropiate practic de valorile rezilienţelor la + 20 °C. Şi aici se subliniază importanţa tratamentului de normalizare la oţelurile slab aliate în ceea ce priveşte conservarea proprietăţilor plastice la temperaturi scăzute.

Variaţia valorilor de rezilienţă cu creşterea conţinutului în carbon, respectiv cu carbonul echivalent, cu temperatura de încercare şi modul de prelevare a epruvetelor, la oţeluri carbon şi slab aliate, se prezintă în figura 1.

Cercetarea tendinţei de creştere a grăunţilor cu temperatura a fost necesară, deoarece la sudare, în anumite regiuni, au loc austenitizări la temperaturi înalte care depăşesc mult linia $G\ S$ a diagramei Fe-C, cu creşterea grăunţilor cristalini şi scăderea gradului de plasticitate a oţelurilor în regiunea respectivă. Pentru aceasta s-a procedat la austenitizarea unor epruvete din oţeluri carbon şi slab aliate la temperaturile de 850 °C, 900 °C, 950°C, 1 000°C şi 1 200 °C cu răcire în aer (+ 20 °C). Temperaturile de austenitizare alese au fost aceleaşi pentru toate oţelurile. Ţinînd seamă de conţinuturile în carbon diferite ale oţelurilor, temperaturile de încercare au provocat supraîncălziri diferite, conform diagramei Fe—C. Se ştie că, la sudare, ciclurile termice din ZIT sînt determinate de regimul de sudare şi în mai mică măsură de conţinutul în carbon.

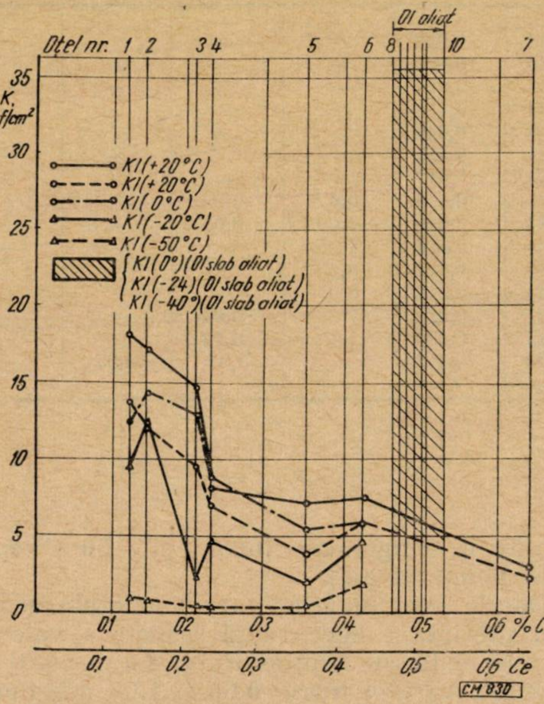


Fig. 1

Temperaturile maxime din ZIT, la un regim dat, sînt practic aceleaşi, indiferent de metalul de bază. De aceea în cercetarea tendinţei la supraîncălzire la oţeluri carbon şi slab aliate s-au ales aceleaşi temperaturi de austenitizare.

La epruvetele tratate în aceste condiţii s-au determinat : mărimea grăunţilor (grăunte secundar) exprimată în grade ASTM, rezilienţa (epruvete Mesnager KCU) şi duritatea (HV10).

Datele experimentale arată că oţelurile cu conţinut redus în carbon (0,14%) prezintă tendinţă mică spre supraîncălzire, mărimea grăuntelui la 1 200 °C fiind 6—7 grade ASTM pentru culeul 14 201 şi 6—7 grade ASTM pentru culeul 51 027. Mărimea grăuntelui creşte accentuat cu temperatura la oţelurile cu conţinut mai ridicat în carbon. La culeul 63 898 mărimea grăuntelui, la 1 200 °C, devine 1—2 grade ASTM.

La oţelurile slab aliate normalizate, mărimea grăunţilor prezintă o stabilitate mare cu temperatura. Culeul 206 707, în stare de livrare, are mărimea grăuntelui 8 grade ASTM, iar la 1 200 °C de 5—6 grade ASTM. Oţelurile slab aliate, fără normalizare (culeul 95 602) nu prezintă aceeaşi stabilitate cu temperatura. Mărimea grăuntelui, în stare de livrare, la acest oţel, este de 5—6 grade ASTM — iar la 1 200 °C de 3—4 grade ASTM.

Valorile rezilienţelor sînt funcţie de mărimea grăunţilor, respectiv de temperatura de austenitizare. La oţelurile carbon se constată că rezilienţele scad cu temperatura, în timp ce la oţelurile slab aliate normalizate valorile rezilienţelor se menţin practic constante (fig. 2). Scăderea valorilor rezilienţelor cu temperatura este determinată de creşterea mărimii grăunţilor la temperaturi înalte în domeniul austenitic. La oţelurile slab aliate normalizate, grăuntele rămîne constant, fin, chiar şi la temperaturi de 1 200 °C. De exemplu, la culeul 206 707, mărimea grăuntelui în starea laminată este 8 grade ASTM, iar la 1 200 °C este tot 8 grade ASTM, ceea ce explică menţinerea valorilor constante ale rezilienţei.

Datele experimentale arată corelaţia strînsă între mărimea grăunţilor şi valorile rezilienţei, şi anume creşterea mărimii grăunţilor provoacă scăderea valorilor de rezilienţă. De asemenea, arată importanţa tratamentului de normalizare la oţelurile slab aliate în păstrarea caracteristicilor de plasticitate cu creşterea temperaturii.

În cazul oţelurilor slab aliate cu mangan acest fapt prezintă un interes deosebit la sudare, unde condiţiile specifice (viteze de încălzire mari, timpi scurţi de menţinere la temperatură, viteze de răcire mari) fac ca modificările structurale şi ale mărimii grăunţilor în ZIT să fie reduse, păstrîndu-se astfel caracteristicile de plasticitate iniţiale.

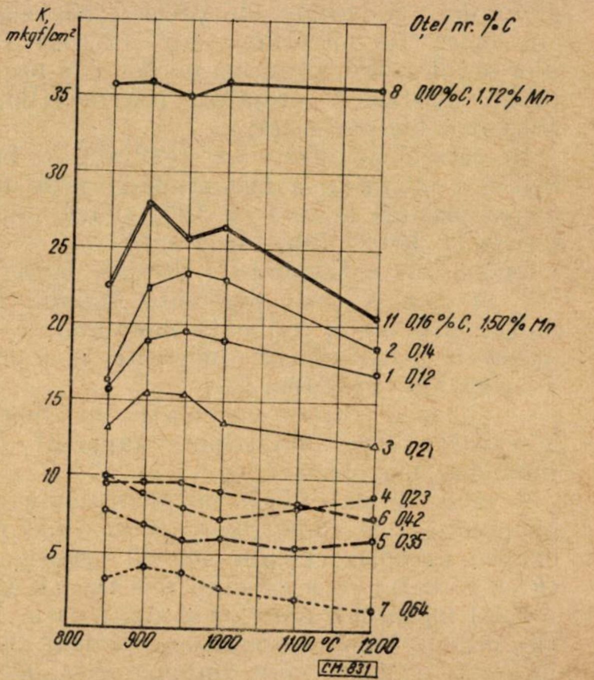


Fig. 2

În zona influenţată termic fragilitatea este consecinţa modificărilor structurale determinate de o serie de factori, dintre care compoziţia chimică şi vitezele de răcire în ZIT au rol preponderent în apariţia constituenţilor fragili, deşi în ultimul timp, ca urmare a procedeelor de sudare şi a mijloacelor de preîncălzire utilizate, nu li se mai acordă aceeaşi importanţă.

Tendinţa la călire a oţelurilor se studiază prin ridicarea diagramelor de descompunere continuă a austenitei (DDCA) în care, în cadrul unei anumite compoziţii chimice şi temperaturi de austenitizare, pentru diferite viteze de răcire, se indică valorile durităţilor, microstructurile probelor efectuate şi se stabilesc domeniile de existenţă ale componenţilor structurali. Cu ajutorul DDCA, pentru anumite viteze de răcire cunoscute, se pot stabili durificările ce apar în ZIT, în funcţie de care se iau, dacă este cazul, măsurile corespunzătoare de precauţie la sudare. În cercetările efectuate, tendinţa spre călire a fost studiată în mod similar, prin austenitizare la temperaturi de 850 °C, 1 000 °C şi 1 200 °C a unor epruvete din oţelurile carbon şi slab aliate luate în considerare, răciri în medii diferite (apă, ulei, aer), realizînd viteze de răcire : $v_r^1 = 600$ °C/s, $v_r^2 = 250$ °C/s şi $v_r^3 = 50$ °C/s. După aplicarea acestor tratamente s-au determinat durităţile probelor (HV10) şi s-au pus în evidenţă microstructurile. Luînd în considerare cifra 350 HV10 ca limită maximă a durităţii admisă în ZIT [5] rezultatele arată că pentru oţeluri carbon, viteza de răcire de 50 °C/s nu poate fi cauza unor fragilizări îngrijorătoare pînă la conţinuturi de 0,64%C. La viteze de răcire de 250 °C/s limita de duritate este depăşită de oţelurile avînd conţinutul în carbon peste 0,42% (inclusiv). La viteze de sudare de 600 °C/s limita durităţii maxime admise este depăşită de oţelurile avînd conţinutul în carbon peste 0,35% (inclusiv). Microstructurile executate arată prezenţa masivă a martensitei la probele care prezintă durităţi peste limita maximă de duritate admisă (350 HV10). La oţelurile slab aliate se constată că un oţel cu 0,10% C şi 1,72% Mn nu prezintă durităţi care depăşesc 350 HV10 — pentru nici una din vitezele de răcire date. Un oţel slab aliat care are un conţinut mai ridicat în carbon (0,16% C şi 1,50% Mn) depăşeşte 350 HV10 la răciri cu 600 °C/s. Faţă de oţelurile carbon, oţelurile slab aliate prezintă pericol mai mare de fragilizare, în aceleaşi condiţii de răcire, datorită conţinutului mai ridicat în elemente de aliere.

Metoda folosită pentru cercetarea tendinţei de călire a oţelurilor poate pune la dispoziţie rezultatele valoroase privind aprecierea comportării la sudare a oţelurilor şi a condiţiilor în care apariţia constituenţilor fragili în ZIT este favorizată.

Fragilizarea la revenire a oţelurilor a fost cercetată pentru a stabili influenţa tratamentului de revenire (temperaturi 550 ÷ 600 °C) asupra caracteristicilor de plasticitate, cu ajutorul epruvetelor de rezilienţă (Mesnager), în special la oţelurile slab aliate cu mangan. Se constată că oţelurile carbon prezintă rezilienţe, după revenire, de 1,2—1,5 ori mai mari decît rezilienţele oţelurilor în stare de livrare. La oţelurile slab aliate cu mangan, rezilienţele după revenire sînt superioare rezilienţelor oţelului în stare de livrare. În consecinţă, încercările nu pun în evidenţă fenomene caracteristice de fragilizare.

Încercări cu sudură. Încercările au avut ca scop studiul zonei influenţate termic la depunerea unui singur sau a mai multor cordoane de sudură pe table din oţelurile carbon şi slab aliate cercetate (tabela 1). Încercările au pus în evidenţă modificările structurale şi durificările ce apar în ZIT, prin probe microstructurale şi măsurarea durităţii. Ele au fost extinse şi asupra zonei de recristalizare parţială, situată sub ZIT, în care metalul a fost încălzit la temperaturi sub punctul Acl şi în care nu se constată creşteri de duritate. De asemenea, cercetările s-au extins şi asupra metalului de bază, situat sub cordon, în care nu se constată nici o modificare a mărimii grăunţilor şi nici a durităţii, dar la care, în anumite cazuri, s-au constatat fenomene de îmbătrînire cu valorilor mai scăzute ale rezilienţelor.

Prin depunerea unui singur cordon de sudură s-a urmărit influenţa energiei de sudare asupra formării constituenţilor fragili în ZIT şi a fenomenelor de îmbătrînire în zona metalului de bază situată sub ZIT.

La oţelurile carbon regimurile de sudare au fost diferite, modificîndu-se astfel energia introdusă. Grosimea tablelor fiind aceeaşi (15 mm) s-a putut pune în evidenţă influenţa compoziţiei chimice asupra formării constituenţilor fragili în ZIT.

Regimurile de sudare automată sub strat de flux utilizate pentru oţeluri carbon sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Regim	V_s mm/s	U_a V	I_s A	Pl Joule/m
I	4,12	33	420	$3,37 \cdot 10^6$
II	19,50	33	390	$0,76 \cdot 10^6$
III	35,20	40	380	$0,43 \cdot 10^6$

La oţelurile slab aliate cercetate, depunerile de cordoane au fost efectuate pe table de grosimi diferite, cu aceeaşi energie liniară, punîndu-se în evidenţă influenţa grosimii tablei asupra apariţiei constituenţilor fragili în

ZIT. Depunerile au fost executate prin sudare electrică manuală, cu electrozi tip EL 50 B — Ø 4 mm. Curentul de sudare (I_s) a fost 160 A iar tensiunea de sudare (U_a) a fost 30 V.

Depunerile de cordoane au fost efectuate pe mijlocul unor table avînd dimensiunile de

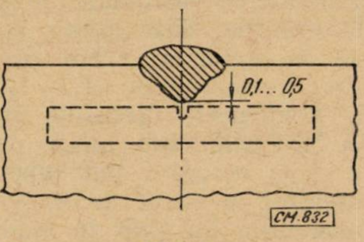


Fig. 3

200 × 150 mm. Lungimea cordonului depus a fost de 150 mm. Tablele au fost răcite în aceleași condiții la aer (+20 °C). După răcire au fost prelevate epruvete de reziliență în zona situată sub cordonul de sudură, în sens longitudinal, adică cu axa mare a epruvetei paralelă cu direcția de laminare (fig. 3). Transversal pe cordon s-au prelevat probe metalografice pe care au fost determinate duritățile în ZIT.

Datele experimentale obținute arată că la oțelurile carbon, rezilientele sub cordon, la valori mari ale lui Pl (regim I, tabela 2) sînt mai mari decît ale metalului de bază. Acest fapt se explică prin extinderea zonei influențată termic astfel încît fundul crestăturii epruvetei de reziliență se situează în zona normalizată a ZIT. Secțiunea de rupere a epruvetei este situată în zona în care temperaturile în timpul sudării au ajuns la 750—800 °C. La regimul II (tabela 2) ZIT este mai restrînsă, astfel încît fundul crestăturii și secțiunea de rupere a epruvetei se situează în regiunea în care temperaturile au atins numai circa 300 °C și în care procesul de sudare a produs deformări plastice locale avînd loc o îmbătrînire a oțelului. Valorile rezilientelor sînt mai mici decît la regimul I și chiar decît la metalul de bază. La regimul III (tabela 2), ZIT este foarte restrînsă și fundul crestăturii și secțiunea de rupere se plasează în metalul de bază neinfluențat termic. Valorile rezilientelor prelevate în această zonă sînt egale cu ale metalului de bază.

Practic, încercarea arată că la stabilirea unei tehnologii de sudare trebuie ținut seamă că există energii liniare (Pl), în cazul nostru regimul II, care micșorează caracteristicile de plasticitate ale metalului de bază sub cordon și care trebuie evitate la executarea construcțiilor sudate.

La oțelurile slab aliate se constată că regimul de sudare folosit este corespunzător din punctul de vedere al energiei liniare introduse. De asemenea, s-a observat că oțelurile normalizate prezintă reziliențe sub cordon mult superioare oțelurilor fără normalizare.

La oțelurile carbon, duritățile maxime sub cordon, în ZIT, cresc cu conținutul în carbon al oțelurilor și cu creșterea vitezelor de sudare.

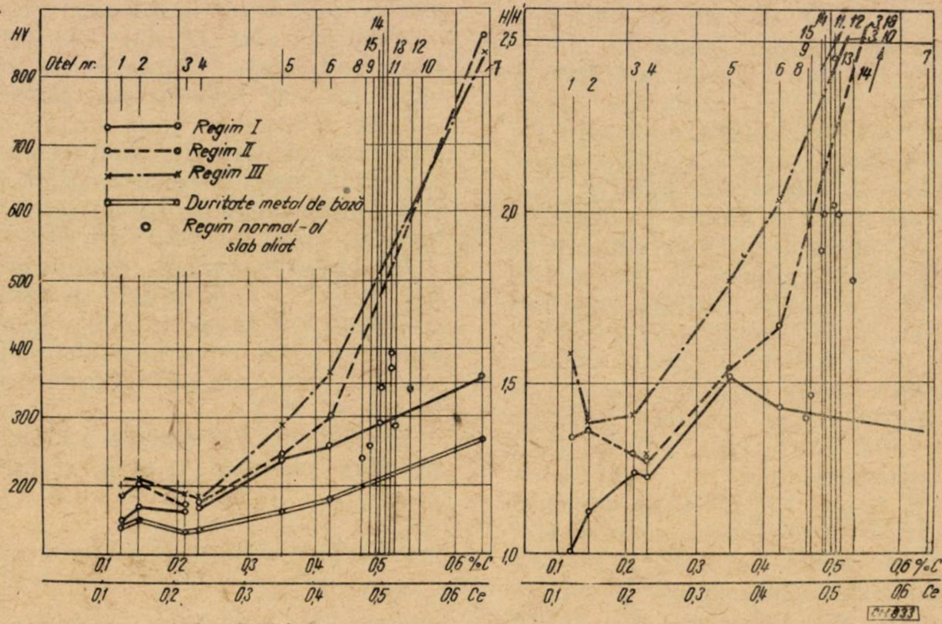


Fig. 4

Figura 4 arată duritățile maxime sub cordon (H) și ale metalului de bază (H') în funcție de carbonul echivalent (Ce). Se observă că raportul H/H' crește cu conținutul în carbon.

La oțelurile slab aliate factorul care a influențat vitezele de răcire a fost grosimea metalului de bază. În funcție de aceasta, în condițiile aceluiași regim, oțelurile au comportări diferite. Dintre oţelurile cercetate, se constată că singurele oţeluri care prezintă durităţi peste 350 HV10 au fost culeele 95 602 (tabela 1), avînd grosimea 30 mm. Aceste culee nu pot fi utilizate în construcţii sudate fără precauţii speciale la sudare (preîncălzire, tehnologie adecvată etc).

Fig. 5. Microstructură (x 600). Oţel nr. 5 austenitizat la 850°C şi călit în apă.

Metoda determinării durităţii sub cordon în ZIT a furnizat date importante pentru aprecierea comportării la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate. Durităţile determinate au reflectat fidel transformările structurale, respectiv apariţia constituenţilor fragili în ZIT, fapt confirmat prin probele microstructurale.

Proba de sudabilitate Ĉabelka a fost executată după indicaţiile autorului [2]. Rezultatele încercărilor arată că oţelurile carbon, pînă la un conţinut maxim de carbon 0,35%,

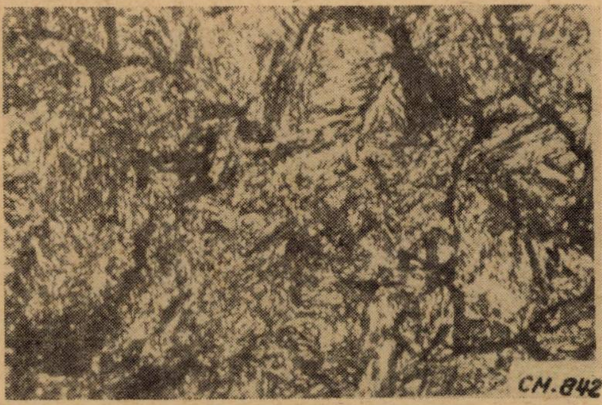


Fig. 6. Microstructură (x 600). Oţel nr. 6 austenitizat la 850°C şi călit în apă.

au prezentat rezilienţe peste 3,5 mkgf/cm ^{2}. Aceste oţeluri se consideră că sînt sudabile. Peste 0,35%C, oţelurile nu sînt sudabile.

La oţelurile slab aliate se observă că toate culeele satisfac condiţia privind rezilienţa minimă (3,5 mkgf/cm^2).

Durităţile maxime în ZIT sînt inferioare durităţilor maxime obţinute în această zonă la depunerea unui singur cordon. Aceasta se explică prin severitatea termică mai mică la sudarea conform probei Ĉabelka faţă de situaţia depunerii unei singure cusături.

În cazul culeului 95 602 au fost evidenţiate durităţile mari ce se obţin în ZIT.

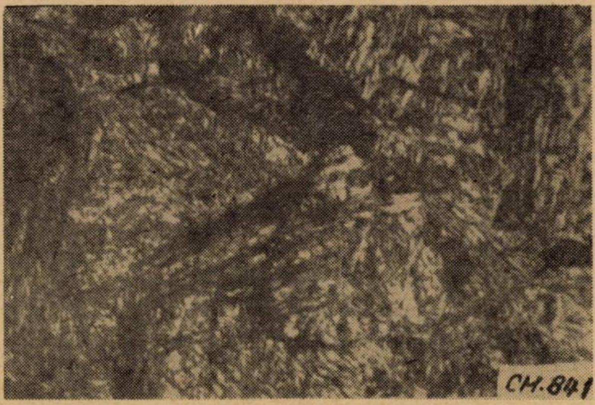


Fig. 7. Microstructură (x 600). Oţel nr. 6 austenitizat la 1 000°C şi călit în apă.

Datele experimentale obţinute în cadrul acestor cercetări legate de factorii de material şi metalurgici au furnizat relaţii privind comportarea la sudare, respectiv sudabilitatea metalurgică a oţelurilor considerate.

Analiza critică a încercărilor efectuate a arătat posibilitatea stabilirii unei metodologii de încercare a oţelurilor carbon şi slab aliate, ca urmare a constatărilor specificate în continuare.

Fig. 8. Microstructură (x 600). Oţel nr. 7 austenitizat la 850°C şi călit în apă.

Astfel, cercetările privind tendinţa la îmbătrînire au pus în evidenţă, indirect, influenţa conţinutului în gaze, respectiv în azot, asupra proprietăţilor de plasticitate a oţelurilor carbon. S-a evidenţiat că, la oţelurile carbon, în ZIT apar fenomene de îmbătrînire datorită tensiunilor proprii introduse de ciclurile termice de la sudare. La oțelurile slab aliate fenomenul de îmbătrînire nu se manifestă.

Cercetările privind fragilizarea la temperaturi sub zero grade au arătat că oțelurile carbon prezintă o accentuată tendință de fragilizare cu temperatura, fenomen legat de conținutul în carbon și fosfor. Comparativ cu oțelurile slab aliate nenormalizate, oțelurile slab aliate în stare normalizată au o comportare mai bună la temperaturi scăzute.

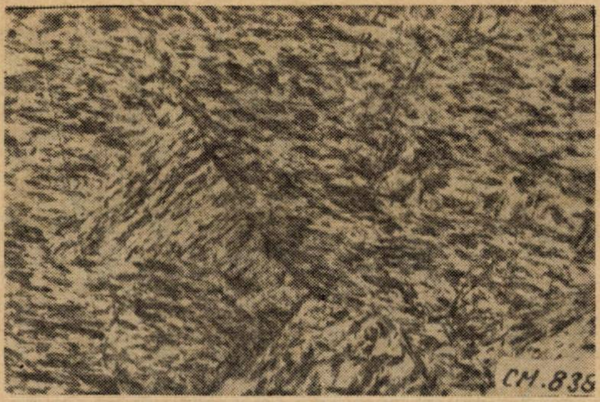


Fig. 9. Microstructură (x 600). Oțel nr. 7 austenitizat la 1 200°C și călit în apă.

Cercetările privind tendința de creștere a grăunților și de supraîncălzire a oțelurilor au arătat că proprietățile plastice ale oțelurilor scad cu creșterea mărimii grăunților.

Tendința de creștere a grăunților cu temperatura este condiționată de conținutul în carbon și de granulația inițială a oțelurilor. Oțelurile slab aliate normalizate au o mare stabilitate cu temperatura, în timp ce oțelurile slab aliate nenormalizate au o stabilitate mai mică.

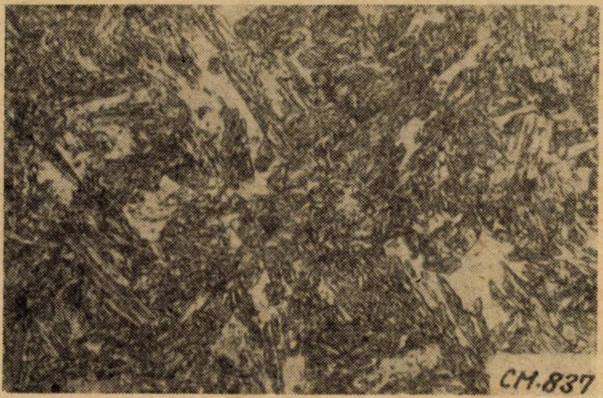


Fig. 10. Microstructură (x 600). Oțel nr. 11 austenitizat la 850°C și călit în apă.

Cercetările privind tendința la călire a oțelurilor au scos în evidență influența compoziției chimice și a vitezelor de răcire în formarea structurilor de călire. Condiții similare de compoziție chimică și viteze de răcire în ZIT provoacă fenomene de călire.

Proba de fragilizare la revenire a oțelurilor carbon și slab aliate prezintă rezultate normale.

Rezilientele sub cordon au pus în evidență existența unor regimuri de sudare care produc fragilizări în ZIT și în metalul de bază situat sub zona influențată termic și care trebuie evitate.

Fig. 11. Microstructură (x 600). Oțel nr. 11 austenitizat la 1 000° și călit în apă.

Determinarea durității maxime sub cordon a dat indicații importante privind tendința oțelurilor de a forma constituenți fragili în ZIT în funcție de compoziția chimică, regimul de sudare și grosimea metalului de bază considerat.

Proba de sudabilitate Ĉabelka a arătat că oțelurile carbon, cu conținutul în carbon de maximum 0,35% și oțelurile slab aliate prezintă o sudabilitate bună, iar oțelurile carbon avînd conținutul în carbon peste 0,35% au o sudabilitate condiționată. Duritățile în ZIT sînt mai mici decît la depunerea unui singur cordon de sudură, din cauza severității termice mai mici a probei Ĉabelka.

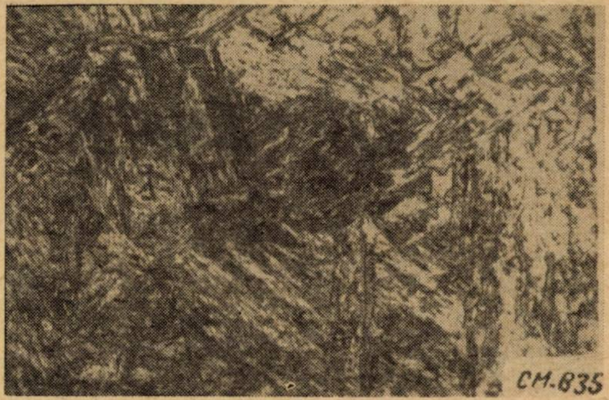


Fig. 12. Microstructură (x 600). Oțel nr. 11 austenitizat la 1 200°C și călit în apă.

Se constată că încercările privind tendinţa spre călire, duritatea maximă sub cordon şi proba Ĉabelka urmăresc fenomene identice şi dau verdicte asemănătoare. Cea mai severă încercare este duritatea sub cordon şi aceasta le poate înlocui pe celelalte două. Proba Ĉabelka şi rezilienţa sub cordon exprimă fenomenul de îmbătrînire provocat de ciclurile termice la sudare. Severitatea ambelor probe este însă mai mică decît severitatea probei de îmbătrînire artificială efectuată separat la metalul de bază. În consecinţă, îmbătrînirea artificială poate înlocui aceste două probe. Probele de creştere a grăunţilor cu temperatură şi fragilitatea la revenire nu dau verdicte cantitative.

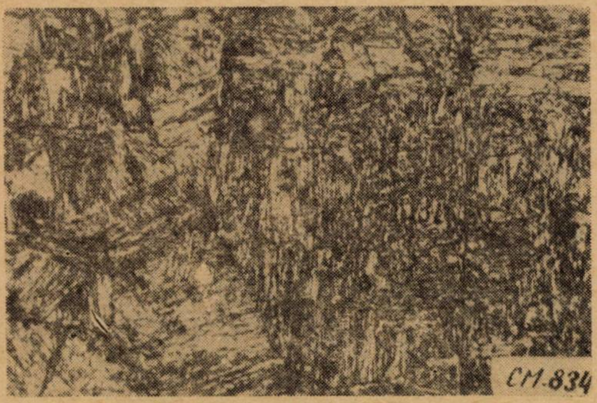


Fig. 13. Microstructură (x 600). Oţel nr. 11 austenitizat la 1 200°C şi răcit în ulei.

În concluzie, metodologia încercărilor privind comportarea la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate constă din următoarele probe: tendinţa spre îmbătrînire, comportarea la temperaturi scăzute, rezilienţa şi duritatea maximă sub cordon, tendinţa spre supraîncălzire.

Metodologia încercărilor pentru controlul curent al unor culee din acelaşi oţel, la care probele de laborator au fost efectuate, se poate reduce la următoarele: duritatea maximă sub cordon, tendinţa spre îmbătrînire, comportarea la temperaturi scăzute.

BIBLIOGRAFIE

[1] Acad. *C. Mikloşi*. Sudabilitatea ca problemă ştiinţifică. Broşura celei de a II-a Consfătuiri de sudură şi încercări de metale. Timişoara, 1956.

[2] Acad. *J. Ĉabelka*. Schweissbarkeitsprüfung. Ed. V.U.S. — Bratislava, 1956.

[3] Acad. *Şt. Nădăşan* şi colectiv: Încercări de metale. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.

[4] *T. Sălăgean*: Fenomene fizice şi metalurgice la sudarea oţelurilor cu arcul electric. Ed. Academiei, Bucureşti, 1963.

[5] *R. Gerbeaux* şi *J.F. Vildeau*. Relation entre le dureté sous cordon et le comportement mécanique des assemblages soudés en acier 52. Soudage et techniques connexes, 7/8, 1966.

CZ 531.7

Determinarea experimentală a influenţei eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare

Ing. Ulm SPINEANU — Uzina mecanică fină — Bucureşti

Într-o lucrare anterioară [1] au fost deduse relaţiile generale de calcul pentru determinarea deformaţiei elastice de contact (apropierea relativă) sub acţiunea efortului de măsurare, ţinînd seamă de forma geometrică a vîrfului de măsurat şi a suprafeţei pe care se face contactul de măsurare, precum şi de proprietăţile elastice (E_i, μ_i) caracteristice. De asemenea, a fost indicată ponderea procentuală Δ a erorilor datorite deformaţiei de contact faţă de eroarea nominală, pentru aparatele cele mai folosite în tehnica măsurărilor curente.

Relaţiile din tabela 1 [1], deduse în condiţii teoretice, s-au verificat experimental în cadrul laboratorului metrologic al Uzinei de mecanică fină din Bucureşti cu ajutorul ultraoptimetrului cu proiecţie (Carl Zeiss-Jena), cu valoarea diviziunii de 0,2 μm. Aparatul a fost aşezat pe un postament rigid, orizontal. Pe masă s-a fixat placa etalon pe care au fost aşezate obiectele de măsurat. Prin demontarea resortului de măsurare al aparatului, s-a redus presiunea de măsurare iniţială precum şi variaţia acesteia, indepedent de experimentator. Efortul de măsurare a fost obţinut cu un dispozitiv compus dintr-un taler şi două pîrghii cu braţe egale, ceea ce permite stabilirea efortului de măsurare în modul dorit.

Domeniul de variaţie al efortului de măsurat a fost astfel ales încît să cuprindă întreaga gamă de eforturi utilizate curent şi mai ales să nu depăşească presiunile admisibile. Numărul de măsurări adoptat a fost de $n = 7...10$. Pentru calcularea erorilor medii aritmetice s-a presupus că erorile îndeplinesc repartizarea „Student" la o probabilitate de 98%.

Ca urmare a verificărilor experimentale s-a constatat că valorile teoretice rezultate conform relaţiilor din tabela 1 [1] sînt cu 20% mai mici decît cele determinate experimental.

Tabela 1

Mărimea deformaţiilor de contact pentru piesă şi vîrf de măsurare din oţel călit (HRC vîrf = 60 – 64) conform relaţiei (1) pentru C_a = 1,99

Efortul de măsurare kgf	Valoarea deformaţiei de contact, μm, pentru raza vîrfului de măsurare, mm;										
	0,2	0,5	0,6	1,0	1,6	5	10	14	16	20	50
0,001	0,035	0,025	0,025	0,020	0,015	0,010	0,009	0,008	0,008	0,007	0,005
0,005	0,10	0,07	0,07	0,06	0,05	0,035	0,025	0,025	0,025	0,02	0,02
0,01	0,16	0,12	0,11	0,09	0,08	0,05	0,04	0,04	0,035	0,035	0,025
0,02	0,25	0,18	0,16	0,15	0,13	0,09	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04
0,04	0,4	0,30	0,28	0,23	0,20	0,14	0,11	0,10	0,09	0,09	0,06
0,06	0,52	0,38	0,36	0,30	0,26	0,18	0,14	0,13	0,12	0,11	0,08
0,08	0,63	0,47	0,44	0,37	0,32	0,22	0,17	0,15	0,14	0,13	0,10
0,1	0,73	0,54	0,50	0,43	0,36	0,25	0,19	0,18	0,17	0,16	0,11
0,2	1,16	0,86	0,81	0,68	0,58	0,40	0,31	0,28	0,27	0,25	0,18
0,3	1,52	1,12	1,06	0,90	0,76	0,52	0,41	0,37	0,35	0,32	0,24
0,4	1,85	1,36	1,28	1,08	0,92	0,63	0,50	0,45	0,43	0,40	0,29
0,5	2,14	1,58	1,48	1,25	1,06	0,73	0,58	0,52	0,50	0,46	0,34
0,6	2,42	1,78	1,68	1,42	1,21	0,83	0,66	0,59	0,56	0,52	0,37
0,7	2,68	1,98	1,86	1,56	1,34	0,92	0,73	0,65	0,62	0,58	0,43
0,8	2,93	2,16	2,04	1,71	1,47	1,00	0,80	0,71	0,68	0,63	0,47
0,9	3,18	2,34	2,20	1,85	1,58	1,08	0,86	0,77	0,73	0,68	0,50
1,0	3,40	2,51	2,36	1,99	1,70	1,16	0,92	0,82	0,79	0,73	0,54

Tabela 2

Mărimea deformaţiilor de contact pentru piesă din oţel şi vîrf de măsurare din material ceramic sau agat, corund, safir, artificiale, conform relaţiei (1), pentru C_b = 1,71

Efortul de măsurare, kgf	Valoarea deformaţiei de contact, μm, pentru raza vîrfului de măsurare, mm:										
	0,2	0,5	0,6	1,0	1,6	5,0	10,0	14,0	16,0	20,0	50,0
0,001	0,03	0,02	0,02	0,017	0,014	0,009	0,008	0,007	0,006	0,006	0,005
0,005	0,08	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,018	0,018	0,010
0,01	0,13	0,10	0,09	0,08	0,06	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02
0,02	0,22	0,16	0,15	0,13	0,10	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
0,04	0,34	0,25	0,23	0,20	0,17	0,11	0,09	0,08	0,07	0,07	0,05
0,06	0,45	0,33	0,31	0,26	0,22	0,15	0,12	0,11	0,10	0,09	0,07
0,08	0,54	0,39	0,37	0,32	0,27	0,18	0,14	0,13	0,12	0,11	0,08
0,1	0,63	0,45	0,44	0,37	0,31	0,21	0,17	0,15	0,14	0,13	0,10
0,2	1,00	0,73	0,69	0,58	0,50	0,34	0,27	0,24	0,23	0,21	0,15
0,3	1,32	0,95	0,91	0,77	0,64	0,44	0,35	0,32	0,30	0,28	0,20
0,4	1,59	1,16	1,10	0,93	0,79	0,54	0,38	0,39	0,37	0,34	0,25
0,5	1,85	1,35	1,28	1,08	0,93	0,63	0,50	0,45	0,43	0,39	0,29
0,6	2,08	1,53	1,45	1,22	1,04	0,71	0,56	0,51	0,48	0,45	0,33
0,7	2,30	1,70	1,60	1,35	1,15	0,78	0,63	0,56	0,53	0,49	0,36
0,8	2,53	1,85	1,76	1,48	1,25	0,86	0,68	0,61	0,58	0,54	0,40
0,9	2,73	2,00	1,89	1,6	1,36	0,93	0,74	0,65	0,63	0,58	0,43
1,0	2,93	2,15	2,02	1,71	1,45	1,00	0,79	0,70	0,68	0,63	0,46

Tabela 3

Mărimea deformaţiilor de contact pentru piesă din oţel şi vîrf de măsurare din carburi metalice dure, conform relaţiei (1), pentru C_c = 1,62

Efortul de măsurare kgf	Valoarea deformaţiei de contact, μm, pentru raza vîrfului de măsurare, mm;										
	0,2	0,5	0,6	1,0	1,6	5	10	14	16	20	50
0,001	0,03	0,02	0,019	0,016	0,013	0,009	0,007	0,006	0,006	0,005	0,004
0,005	0,08	0,06	0,05	0,047	0,04	0,03	0,02	0,02	0,018	0,017	0,012
0,01	0,13	0,09	0,09	0,07	0,06	0,04	0,035	0,03	0,03	0,02	0,02
0,02	0,20	0,15	0,14	0,13	0,10	0,07	0,05	0,05	0,05	0,04	0,03
0,04	0,32	0,24	0,22	0,19	0,16	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
0,06	0,42	0,31	0,29	0,24	0,21	0,14	0,11	0,10	0,09	0,09	0,06
0,08	0,51	0,37	0,35	0,30	0,27	0,17	0,14	0,12	0,11	0,11	0,08
0,1	0,59	0,44	0,41	0,35	0,29	0,20	0,16	0,14	0,13	0,12	0,09
0,2	0,94	0,70	0,65	0,55	0,47	0,32	0,26	0,22	0,21	0,20	0,15
0,3	1,24	0,91	0,86	0,72	0,61	0,42	0,34	0,30	0,28	0,26	0,19
0,4	1,50	1,11	1,04	0,87	0,75	0,51	0,40	0,36	0,35	0,32	0,23
0,5	1,74	1,29	1,21	1,02	0,87	0,59	0,47	0,42	0,40	0,37	0,27
0,6	1,97	1,45	1,36	1,15	0,98	0,67	0,53	0,48	0,45	0,42	0,31
0,7	2,18	1,61	1,51	1,27	1,09	0,74	0,59	0,53	0,50	0,47	0,34
0,8	2,39	1,75	1,65	1,39	1,19	0,81	0,65	0,57	0,55	0,51	0,37
0,9	2,58	1,90	1,79	1,51	1,29	0,88	0,70	0,62	0,59	0,55	0,41
1,0	2,75	2,04	1,92	1,62	1,38	0,94	0,75	0,67	0,64	0,59	0,43

De aici decurge necesitatea măririi corespunzătoare (cu 20%) a constantelor relaţiilor din tabela 1. Rezultatele experimentale sînt în concordanţă cu unele rezultate şi concluzii ale cercetătorului sovietic H. T. Uverskii [4].

În funcţie de materialul vîrfului de măsurare, un larg interes îl prezintă următoarele trei cazuri :

— piesă şi vîrf de măsurare din oţel călit (HRC vîrf = 60...64) ;

— piesă din oţel şi vîrf de măsurare din material ceramic sau agat, corund, safir, artificiale;

— piesă din oţel şi vîrf de măsurare din carburi metalice dure.

Dacă se consideră $E_{oţel} = (2...2,2)\,10^4$ kgf/mm^2 ; $E_{ceramic} = 15 \cdot 10^4$ kgf/mm^2 şi $E_{carbură} = 6 \cdot 10^4$kgf/mm^2, în cazul contactului suprafaţă sferică-suprafaţă plană, în toate cele trei situaţii, deformaţia elastică de contact se determină prin relaţiile :

$$\delta_i = C_i \sqrt[3]{\frac{P^2}{R_i}}, \ \mu\text{m} ;$$
$$C_i : C_a = 1{,}99 ; \ C_b = 1{,}71 ; \ C_c = 1{,}62, \qquad (1)$$

în care $R_i = R_{11}$ în cazul contactului unui palpator plan şi un corp cu suprafaţă sferică şi $R_i = R_{21}$ pentru un palpator sferic şi un corp cu suprafaţă plană.

În figura 1 s-a reprezentat grafic variaţia mărimii deformaţiei de contact în funcţie de valoarea forţei de măsură şi de raza vîrfului de măsurare [7] pe baza relaţiei (1) în situaţia în care $C_i = C_a = 1{,}99$ (relaţiile 1 reprezintă parabole semicubice).

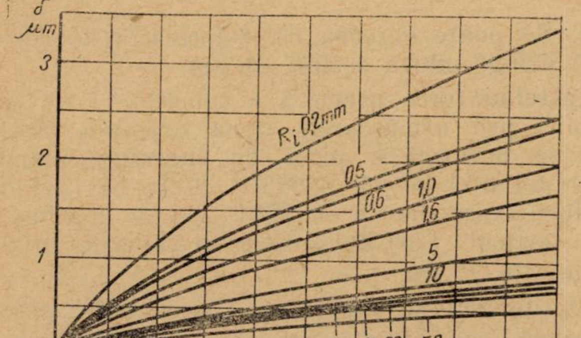


Fig. 1

Vîrfurile de măsurare adoptate în ţara noastră de către Uzina de mecanică fină — Bucureşti, pentru echiparea aparatelor de precizie cu palparea prin contact direct, se încadrează în valorile menţionate în figura 1 [2].

În tabelele 1, 2 şi 3 se dau valorile deformaţiilor elastice de contact pentru gama de palpatori menţionată în figura 1, pentru cazurile menţionate.

Tabela 4 pune în evidenţă valorile deformaţiilor de contact pentru cazul special al contactului unui vîrf de măsurare din piatră artificială dură (diamant) cu o suprafaţă plană a unei piese cu duritate ridicată, sau din carbură metalică. Partea de jos a tabelei cuprinde coeficienţii de corecţie care se aplică în cazurile cuplurilor de materiale (vîrf de măsurare-piesă) în contact, pentru valorile tabelate ale deformaţiilor [3], [4].

La controlul pieselor din materiale neferoase sau mase plastice, pentru determinarea mărimii deformaţiei elastice de contact se foloseşte relaţia (3) [1] pentru $\varkappa_\delta = 1$; în cazul în care coeficientul lui Poisson are valoarea 0,30 sau este cunoscut, mărimea deformaţiei se determină prin relaţia corespunzătoare tipului de contact caracteristic, conform tabelei 1 [1].

Valorile deformaţiilor de contact determinate conform tabelei 4 nu corespund întrucîtva valorilor din tabelele 1, 2 şi 3, acestea apropiindu-se de rezultatele calculate teoretic conform tabelei 1 [1], deci fără să fie corectate cu coeficientul de 20% propus. Însă, din punct de vedere practic, diferenţele sînt de ordinul a cîteva sutimi de µm, ceea ce se poate considera neglijabil.

Relaţiile (1) şi diagrama din figura 1 se pot folosi cu o precizie suficientă pentru practica măsurărilor şi în cazul verificării pieselor cilindrice din oţel cu palpatori cu vîrf sferic, cu condiţia ca diametrul suprafeţei cilindrice verificate să fie mai mare de 10 mm.

Dacă condiţiile de omogenitate şi izotropie a materialelor piesei şi vîrfului de măsurare, precum şi condiţia respectării legii lui Hooke sînt îndeplinite în marea majoritate a cazurilor de măsurare, condiţia de „rugozitate ideală” a acestora nu este posibil a fi realizată. Făcîndu-se măsurări asupra unei truse de etaloane pentru rugozitate „Supraphon VPO 31—5” — CSR s-a observat că valoarea deformaţiei creşte cu creşterea parametrilor caracteristici rugoprofilului.

Cele cinci dimensiuni ale noţiunii de rugozitate (textură primară), R_{im} — înălţimea microneregularităţilor în zona de contact considerată, r_1 — raza de curbură a vîrfurilor, r_2 — raza de curbură a fundurilor, θ_i — unghiul de înclinare al flancurilor, ψ — pasul texturii, influenţează valorile deformaţiei de contact.

Deformaţiile vor avea valori diferite pentru suprafeţele în contact care prezintă o textură primară neregulată cu profile aperiodice (de exemplu cele rezultate în urma operaţiilor de rectificare), comparativ cu suprafeţele cu textură regulată cu profile periodice (de exemplu, cele rezultate în urma operaţiilor de strunjire).

Influenţa microneregularităţilor suprafeţelor active ale calelor plan paralele se poate neglija,

Tabela 4

Mărimea deformaţiilor de contact pentru piesă cu o duritate ridicată sau carbură metalică şi vîrf de măsurare din piatră artificială dură (diamant). Coeficienţii de corecţie pentru diferite cupluri de materiale (vîrf de măsurare-piesă)

Efortul de măsurare kgf,	Valoarea deformaţiei de contact, µm, pentru raza vîrfului de măsurare, mm:										
	0,2	0,5	0,6	1,0	1,6	5	10	14	16	20	50
0,001	0,015	0,010	0,009	0,008	0,007	0,005	0,004	0,003	0,003	0,003	0,002
0,005	0,04	0,03	0,03	0,025	0,02	0,015	0,01	0,01	0,01	0,009	0,006
0,01	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,02	0,02	0,015	0,015	0,015	0,01
0,02	0,10	0,07	0,07	0,06	0,05	0,03	0,025	0,025	0,025	0,02	0,015
0,04	0,16	0,12	0,11	0,09	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	0,025
0,06	0,20	0,15	0,15	0,12	0,10	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03
0,08	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,09	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04
0,1	0,29	0,22	0,20	0,17	0,15	0,10	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05
0,2	0,47	0,34	0,32	0,27	0,23	0,15	0,13	0,11	0,11	0,10	0,07
0,3	0,61	0,45	0,42	0,36	0,30	0,21	0,17	0,15	0,14	0,13	0,10
0,4	0,74	0,55	0,51	0,43	0,37	0,25	0,20	0,18	0,17	0,16	0,12
0,5	0,86	0,63	0,60	0,50	0,43	0,29	0,23	0,21	0,2	0,18	0,14
0,6	0,97	0,71	0,67	0,57	0,49	0,33	0,26	0,24	0,22	0,21	0,15
0,7	1,08	0,79	0,75	0,63	0,54	0,37	0,29	0,26	0,25	0,23	0,17
0,8	1,18	0,87	0,82	0,69	0,59	0,40	0,32	0,29	0,27	0,25	0,19
0,9	1,27	0,94	0,88	0,75	0,64	0,43	0,35	0,31	0,29	0,27	0,20
1,0	1,35	1,00	0,94	0,80	0,68	0,47	0,37	0,33	0,32	0,30	0,22

Cuplul de materiale în contact de măsurare		Coeficient de corecţie	Cuplul de materiale în contact de măsurare		Coeficient de corecţie
Piesă verificată din:	Vîrful sferic de măsurare din:		Piesă verificată din:	Vîrful sferic de măsurare din:	
Oţel cu duritate ridicată	Piatră artificială	1,000	Oţel în condiţii normale	Piatră artificială	1,546
Carbură metalică	Carbură metalică	1,042		Carbură metalică	1,580
	Oţel	1,379		Oţel	2,038

microneregularităţile în această situaţie fiind cu mult mai mici decît cele care caracterizează piesa controlată.

În tabela 5 se pune în evidenţă, pentru gama uzuală a efortului de măsurare 0,150 –0,800 kgf, influenţa rugozităţii piesei controlate pentru $R_a = 0{,}4$ şi 1,6 µm. Rugozitatea vîrfului de măsurare al palpatorului este $R_a = 0{,}012$ µm. Se poate observa că deformaţia de contact atinge cîteva zecimi de µm.

Tabela 5

Influenţa rugozităţii suprafeţei controlate asupra deformaţiei elastice de contact

Efortul de măsurare, gf	Valoarea deformaţiei de contact în µm pentru clasa de netezime a vîrfului de măsurare $R_a = 0{,}012$ µm şi clasa de netezime a suprafeţei piesei controlate de:	
	$R_a = 0{,}4$ µm	$R_a = 1{,}6$ µm
150	0,06	0,12
200	0,1	0,15
250	0,14	0,17
400	0,19	0,26
800	0,29	0,38

Întrebuinţarea practică a tabelelor 1 –4 se explică prin următoarele două exemple. Astfel, se măsoară o piesă cu suprafeţe plane dintr-un oţel W 85 (STAS 3611 –61) avînd o duritate medie de 60 HRC, cu un „optimetru vertical" Carl Zeiss-Jena cu valoarea diviziunii de 1 µm.

Optimetrul se etalonează cu o cală plan paralelă corespunzătoare dimensiunii verificate. Vîrful de măsurare este din carbură metalică cu $R_{21\,sferic} = 1$ mm. Efortul de măsurare este de 0,120 –0,150 kgf. Se pune problema să se determine eroarea de măsurare rezultată în urma deformării elastice de contact.

Din tabela 4 se găseşte că pentru această combinaţie a elementelor în contact de măsurare, deformaţia pentru efortul de 0,120 kgf este de 0,204 µm şi pentru 0,150 kgf se găseşte 0,255 µm (valori obţinute prin interpolare).

Folosind coeficienții de corecție indicați în aceeași tabelă, în funcție de materialul vîrfului de măsurare, valoarea deformației de contact este:

—pentru operația de reglaj:

$$\delta_r = 0{,}255 \times 1{,}580 = 0{,}4029 \ \mu\text{m};$$

— pentru operația de măsurare:

$$\delta_m = 0{,}204 \times 1{,}042 = 0{,}2125 \ \mu\text{m}.$$

Eroarea introdusă din cauza diferenței deformației de contact este: $\delta = \delta_r - \delta_m = 0{,}19$ µm.

În cadrul unui al doilea exemplu, capul sferic cu diametrul de 10 ± 0,005 (ta_2) al unei piese cilindrice dintr-un oțel W 2581 se verifică cu un pasametru sau un micrometru cu pîrghie cu domeniul de măsurare de 0 —25 mm și precizia de 2µm (tip UMF — București). Suprafețele de măsurare ale palpatorilor sînt plane. Efortul de măsurare: 700 ± 200 gf. Varianta cea mai dezavantajoasă de măsurare corespunde unui efort de 0,900 kgf, iar valoarea deformației de contact conform tabelei 1 este: $\delta_m = 1{,}08$ µm. Deoarece acest caz de măsurare se caracterizează prin două puncte de contact, eroarea introdusă va fi:

$$\delta_{2m} = 2 \times 1{,}08 = 2{,}16 \ \mu\text{m}.$$

Se observă că valoarea deformației de contact este mai mare decît precizia aparatului; ea scade cu curbura suprafeței măsurate. Prin urmare este necesar ca valoarea efortului de măsurare să se aleagă în așa fel încît să se respecte precizia acestuia, în special pentru piesele de dimensiuni mici.

În cazul etalonării aparatelor cu palpatori cu suprafețe de măsurare plane, cu cale plan paralele, deformațiile de contact se vor determina cu ajutorul relației corespunzătoare din tabela 1 [1]. Practic însă, valorile rezultate sînt de ordinul sutimii sau miimii de µm, așa că acestea se pot neglija comparativ cu celelalte, fără a se influența precizia de măsurare.

Pentru măsurarea prin contact direct, în general, coborîrea tijei de măsurare pe suprafața piesei se face cu șoc; ca urmare valoarea efortului de măsurare în condiții dinamice depășește considerabil valoarea sa statică.

Deoarece s-a presupus contactul inițial ca avînd loc într-un punct τ inițial [1], forța de măsurare (de contact) se determină în funcție de apropierea δ cu ajutorul relației:

$$P = \theta\, \delta^{\frac{3}{2}}, \ \text{kgf}. \qquad (2)$$

Coeficientul θ depinde de curburile corpurilor în contact și de proprietățile elastice ale acestora *.

Din relația de mai sus se vede că apropierea δ a corpurilor (forma contactului [1]), condiționată de strivirea lor locală, este totdeauna legată neliniar de valoarea forței de măsurare P. Dependența $P(\delta)$ este „rigidă", adică derivata $\frac{\partial P}{\partial \delta}$ crește o dată cu creșterea lui δ, valoarea inițială a acestei derivate fiind nulă.

Numai în situația celui de al doilea caz limită se poate scrie:

$$P = \theta_m \delta, \ \text{kgf}. \qquad (3)$$

Coeficientul θ se numește coeficient de deformabilitate și în cazul $\theta_i = \theta_m$ este foarte greu de apreciat. De obicei, acesta este destul de mic în raport cu coeficientul de deformabilitate statică al unui sistem elastic.

Ca ipoteză de bază, în cazul considerării deformațiilor locale la ciocnire, se admite că legătura dintre presiunea de contact și strivirea locală datorită ciocnirii este aceeași ca și în condiții statice, adică se determină în funcție de geometria corpurilor care se ciocnesc.

Pe baza acestei ipoteze deformațiile generale se pot neglija în raport cu cele locale.

Dacă m_1 — masa corpului care se verifică și m_2 — masa echivalentă sistemului tije de măsurare — palpator cu vîrf de măsurare, forța maximă de măsurare dinamică corespunzătoare este:

$$P(\delta)_{max} = \theta\, \delta_{max}^{\frac{3}{2}} = \theta \left[\frac{5}{4} \cdot \frac{m v_0^2}{\theta}\right]^{\frac{3}{5}}, \qquad (4)$$

în care:

$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ este masa echivalentă a sistemului, $\text{kgfs}^2 m^{-1}$;

v_0 — viteza de ciocnire, ms^{-1}.

Timpul de ciocnire corespunzător este dat de relația:

$$T = 2{,}9432 \left(\frac{5m}{4\theta}\right)^{\frac{2}{5}} v_0^{-\frac{1}{5}}. \qquad (5)$$

Relația (5) pune în evidență faptul că timpul de ciocnire variază invers proporțional cu viteza de ciocnire la puterea 0,2.

---

* Valorile lui θ pentru situația generală de contact, conform relației (3) [1], sînt date de:

$$\theta = \frac{1{,}885}{\varkappa \delta^{\frac{3}{2}} \cdot \eta \cdot (\Sigma K)^{\frac{1}{2}}}, \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^{\frac{3}{2}}}\right]$$

pentru care semnificația elementelor componente este cunoscută.

Relaţiile de mai sus sînt caracteristice aparatelor de măsură de tip ceas comparator fie mecanice, fie optico-mecanice (ceas comparator propriu-zis, ortotest, microcator, opticator etc.).

În tabela 6 se dau valorile eforturilor statice şi dinamice pentru o serie de tipuri din aceste aparate [5]. Se observă că valoarea eforturilor dinamice variază în limite foarte largi şi, conform relaţiei (4), depinde de viteza de coborîre a vîrfului de măsurare în momentul ciocnirii suprafeţei piesei verificate (viteza la care se face contactul de măsurare).

Tabela 6

Valorile eforturilor de măsurare statice şi dinamice pentru sisteme de măsurare optico-mecanice şi mecanice

Denumirea şi precizia aparatului	Forţa de măsurare, gf	
	Regim static de măsurare	Regim dinamic de măsurare
Abbe vertical — 1 μm	125—300	7 100
Opticator — 0,2 μm	110—180	140—5 000
Microcator — 1 μm	150—200	250—9 000
Milimess mic — 1 μm	125	185—11 000
Comparator cu cadran — 10 μm	70—130	200—7 400

În cazul general, efortul maxim (în centrul ariei de contact) se calculează cu relaţia:

$$\sigma_{max} = 1{,}5\,\frac{P}{\pi a b} = \varkappa_p\,\frac{1}{\pi}\sqrt[3]{\frac{3}{2}\left(\frac{\Sigma K}{\eta}\right)^2 P},\ \mathrm{kgf\,mm^{-2}}, \tag{6}$$

în care *a*, *b* reprezintă semiaxa mare şi mică a elipsei de contact, mm.

Folosind relaţia de mai sus se poate calcula valoarea efortului de măsurare maxim, plecînd de la condiţia că efortul de măsurare maxim nu trebuie să depăşească limita de elasticitate:

$$\sigma_{max} < \sigma_{elastic}.$$

Se recomandă să se determine efortul de măsurare maxim astfel încît:

$$\sigma_{max} = (0{,}2\ldots0{,}25)\ \sigma_{elastic}.$$

Din relaţia (6) se determină:

$$P_{max} = \frac{\pi a b}{1{,}5}\,c'_{\sigma_e}\,\sigma_e = \frac{c_{\sigma_e}\,\sigma_e^3}{\varkappa_p}\left(\frac{\eta}{\Sigma K}\right)^2,\ \mathrm{kgf} \tag{7}$$

în care:

$$c'_{\sigma_e} = 0{,}2\ldots0{,}25 \text{ şi } c_{\sigma_e} = 0{,}165\ldots0{,}322.$$

Pentru suprafaţa circulară de contact şi $\mu = 0{,}30$, valoarea efortului de măsurare maxim, conform relaţiei (7), este:

$$P_{max} = \frac{\pi a^2}{1{,}5}\,c'_{\sigma_e}\,\sigma_e = 0{,}8281\,\frac{c_{\sigma_e}\,\sigma_e^3}{(\Sigma K)^2}\left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right]^2. \tag{8}$$

În concluzie, de mărimea şi toleranţa efortului de măsurare produs cu mîna (cazul şublerelor), de sisteme elastice sau de alte mijloace depinde mărimea erorii suplimentare de măsurare (pentru aparatele cu măsurare prin contact) introdusă de deformarea elastică a sistemului.

Deformarea elastică (pătrunderea relativă) este cu atît mai mare cu cît efortul de măsurare este mai mare şi cu cît razele de curbură ale suprafeţelor în contact sînt mai mici.

Pentru a se reduce mărimea deformaţiei de contact este necesar ca acele mărimi perturbatoare a căror variaţie este posibilă — forţa de măsurare şi curburile suprafeţelor în contact — să fie alese în mod corespunzător (funcţie de tipul aparatului şi de tipul suprafeţei verificate) în aşa fel încît aceasta să aibă o valoare minimă.

Astfel, la măsurarea cu ajutorul unui minimetru cu vîrful de măsurare plan a unei suprafeţe sferice, a unei suprafeţe cilindrice sau plane, acelaşi efort de măsurare va provoca erori diferite.

Este realizabilă micşorarea deformaţiei de contact, la un efort de măsurare normal, prin folosirea unor elemente de contact cu suprafeţe de măsurare cu curbura mică sau nulă (vîrfuri de măsurare plane). Această soluţie nu poate fi luată în considerare atunci cînd forma piesei şi metoda de măsurare prescriu forma elementului de contact, cum este cazul filetelor sau al roţilor dinţate unde, ca elemente de măsurare prin contact, sînt necesare bile, trunchiuri de con, cilindri sau cuţite.

Se poate observa că există o problemă a determinării efortului de măsurare maxim (în legătură directă cu toleranţa acestuia) în funcţie de toleranţa pieselor verificate; se dau în tabela 7 cîteva date orientative asupra dependenţei dintre toleranţa piesei verificate şi valoarea efortului de măsurare.

Tabela 7

Valorile toleranţei, μm	Efortul de măsurare, gf.
<4	<250
4—10	<400
>10	$<1\,000$

Trebuie menţionat că toleranţa efortului de măsurare scade cu creşterea preciziei aparatului (mijlocului de măsurat). Precizie ridicată înseamnă domeniu de măsurare restrîns şi efort de măsurare cît mai constant (se realizează prin soluţii constructive sau chiar ansamble speciale).

Limita inferioară a efortului de măsurare este de 50 gf, valoare condiţionată experimental de sensibilitatea sistemului de măsurare.

În acest caz însă incertitudinea de măsurare poate creşte prin nerespectarea condiţiilor de efectuare a verificărilor — necurăţirea atentă a vîrfului de măsurare şi a suprafeţei controlate, modul de introducere a piesei sub palpatorul aparatului — ceea ce presupune imposibilitatea vîrfului de măsurare de a străpunge stratul de murdărie, ulei, unsoare sau a eventualelor perne de aer formate între cele două suprafeţe (mai ales în cazul măsurării suprafeţelor cu vîrfuri avînd curbura mică sau nulă). Aceste eventuale incertitudini se elimină dacă între palpator şi suprafaţa piesei are loc o mişcare de alunecare în timpul măsurării sau dacă palpatorul poate fi adus prin deplasarea lui pe piesă în poziţia de măsurare (de exemplu, metoda de control prin rostogolire a roţilor dinţate sau măsurarea diametrului unui arbore prin împingerea sub palpator a acestuia prin contact direct etc.).

Reducerea efortului de măsurare este limitată, pe de altă parte, de erorile legate de frecarea din sisteme, erori care cresc proporţional cu raportul din frecarea F în mecanismul de măsurare şi efortul de măsurare P. Esenţial este ca acest raport să rămînă în limite acceptabile; valorile limită ale acestui raport sînt date în tabela 8.

Tabela 8

Caracteristica mecanismului de măsurare	Valoarea limită a raportului $\frac{F}{P}$
Transmisii simple, cu pîrghii (minimetru, traductori TEL 2–2, TEL 35, optimetru)	0,07–0,14
Transmisii cu o treaptă cu pîrghii şi una cu roţi dinţate (comparatorul de 1 µm, pasametrul, micrometrul cu pîrghie)	0,31
Transmisii cu două trepte cu pîrghii sau una cu camă, şurub elicoidal şi una cu pîrghii (pupitastul, comparatorul de alezaje)	0,35–0,41
Transmisii cu trenuri de roţi dinţate (comparatoarele de 1 şi 2 µm)	0,13–0,33
Transmisii speciale (microcatorul, opticatorul, tensiocatorul)	0,003-0,01

Influenţa erorilor de deformare poate fi micşorată sau compensată prin folosirea unor eforturi identice de măsurare atît pentru reglarea la zero a sistemului de măsurare, cît şi pentru operaţia de măsurare în continuare; prin dispozitive pentru limitarea efortului de măsurare; prin dispozitive pentru coborîrea corespunzătoare a elementului palpator pe suprafaţa verificată sau prin dispozitive antişoc pentru micşorarea deformărilor dinamice prin compensarea energiei de inerţie a sistemului de măsurare.

Pentru exemplificare se redă în tabela 9 variaţia efortului dinamic de măsurare pentru un comparator cu cadran cu precizia de 0,01 mm în variantele constructive: fără sistem antişoc, respectiv cu sistem antişoc, în diferite situaţii de exploatare (efortul de măsurare static 70—130 gf).

Tabela 9

Situaţia de exploatare	Înălţimea de cădere, mm	Punctul de măsurare, mm	Efortul dinamic, gf
Fără sistem antişoc			
Tija de măsurare lăsată liber să cadă sub acţiunea resortului şi greutăţii proprii:	3,5	7,9	4 200
Tija de măsurare lăsată liber să cadă sub acţiunea resortului şi greutăţii proprii:	10	1,3	7 400
Tija de măsurare aşezată cu atenţie pe suprafaţa verificată, cu mîna	—	5	200—400
Tija de măsurare lăsată să cadă pe suprafaţa verificată cu dispozitiv, cu prudenţă:	—	5	1 700
Tija de măsurare lăsată să cadă pe suprafaţa verificată cu dispozitiv, fără prudenţă:	6	5	3 500
Cu sistem antişoc			
Tija de măsurare lăsată să cadă pe suprafaţa verificată, fără prudenţă	3,5	7,9	400
Tija de măsurare lăsată să cadă pe suprafaţa verificată, fără prudenţă	10	1,3	500
Tija de măsurare lăsată să cadă pe suprafaţa verificată cu dispozitiv, fără prudenţă	—	5	500

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spineanu, U.* Influenţa eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare. In: Construcţia de maşini, nr. 10, 1969.

[2] Aparate de măsură şi control. Catalog M.I.C.M., 1969.

[3] *Martin, L.D.* The rights and wrongs gears checking pressure. In: Industr. Qual. Control. nr. 4, 1964.

[4] *Uverskii, H.T.* Interferenţionîe contactî metodî izmerenia dlin dlia maşinostroenia. Disertaţie. Stanchin, 1954.

[5] *Sehman R.* und *Olering.* Die dynamische Messkraft. In: Feingerätetechnik, nr. 1, 1951.

[6] *Seinweber, P.* Taschenbuch der Längenmesstechnik. Berlin, 1954.

[7] GOST 11007—64. Cataloage şi prospecte ale firmelor VEB Carl Zeiss Jena; Tesa; C.F. Johansson—Schweden; Steinmeyer—Feinmesszeuge; Stiefelmayer C.S.E. Esslingenn.

CZ 621.43.013 : 536.632

Influenţa căldurilor specifice variabile ale fluidelor asupra coeficientului de umplere al motoarelor cu ardere internă

Conf. dr. ing. Alex. TODICESCU – Institutul politehnic – Braşov

Într-o lucrare publicată anterior [2] au fost arătate cîteva din problemele pe care le ridică natura şi proprietăţile diferite ale fluidelor în calculul analitic al temperaturilor în procesul de admisie la motoarele cu ardere internă. Astfel, s-a arătat că introducerea în calcul a parametrilor de stare diferenţiaţi după natura fluidelor permite obţinerea unor expresii analitice cu mult mai exacte, cuprinzînd mai bine aspectele calitative şi cantitative corespunzătoare.

În acest articol se prezintă un alt aspect, şi anume influenţa căldurilor specifice variabile asupra parametrului ce exprimă analitic eficacitatea proceselor de admisie, adică asupra coeficientului de umplere.

După cum este cunoscut, fluidul ce se găseşte în cilindrii motorului în momentul închiderii supapei de admisie este format din aer aspirat din mediul exterior — M_0 (kmoli), vapori de combustibil — M_c (kmoli) (la motoarele cu formarea exterioară a amestecului) şi din gaze arse rămase din ciclul de funcţionare precedent — M_r (kmoli) :

$$M_a = M_0 + M_c + M_r = M_{am} + M_r. \qquad (1)$$

Prin M_{am} (kmoli) s-a notat amestecul de aer şi combustibil vaporizat ce se găseşte în cilindri la sfîrşitul admisiei; calculul acestei cantităţi se face după particularităţile procesului de carburaţie [2].

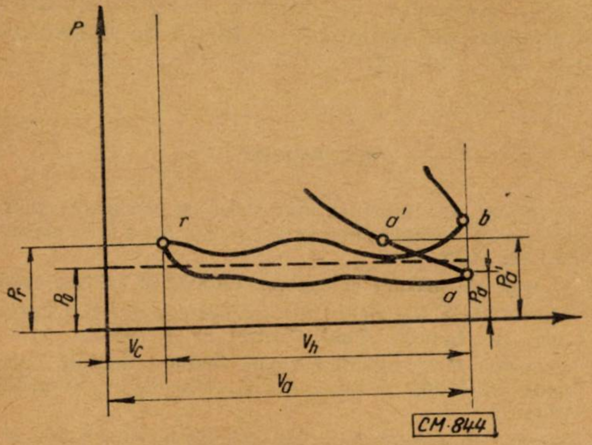


Fig. 1

La fluidele ce participă la umplere, în afară de cantităţile respective, sînt diferite atît natura cît şi parametrii de stare corespunzători.

Umplerea este un proces energetic desfăşurat în timp, în care are loc un amestec de fluide simultan cu procese gazodinamice de curgere, încălziri de fluide, destinderi, laminări etc. În aceste condiţii, căldurile specifice variabile ale fluidelor au un rol important în definirea energiilor cu care componenţii intră în evoluţie, iar neglijarea diferenţelor de mărime corespunzătoare poate duce la obţinerea unor mărimi de stare subevaluate cu 3—17%.

Bilanţul energetic al procesului de umplere poate fi întocmit în modul următor [1] :

$$E_a = E_{am(a)} + \Delta E_{Q(a)} + E_r + A\int_0^a \mathrm{d}L_u, \qquad (2)$$

unde s-au notat :

E_a	— energia amestecului de aer, combustibil şi gaze reziduale din cilindrul motorului la terminarea cursei de admisie a pistonului (punctul a, fig. 1);
$E_{am(a)} = E_{0(a)} + E_{c(a)}$	— energia amestecului de aer şi combustibil vaporizat intrat în cilindru pînă în momentul atingerii punctului mort exterior (punctul a, fig. 1); la motoarele cu formarea interioară a amestecului $E_{0(a)} = 0$ (motoare cu injecţie de combustibil în cilindru);
$E_{Q(a)}$	— creşterea de energie a amestecului proaspăt datorită încălzirii acestuia de la părţile calde ale traseului de admisie (pînă în punctul a);
E_r	— energia gazelor rămase în cilindru după terminarea cursei de evacuare anterioară;
$A\int_0^a dL_u$	— lucrul mecanic de umplere corespunzător procesului ce are loc pînă în punctul a.

În timpul procesului masele de fluid fiind în mişcare, este necesar ca energiile componenţilor să fie introduse în bilanţ prin intermediul entalpiilor corespunzătoare curenţilor frînaţi -i^*; admiţînd că frînarea are loc adiabatic, energiile curenţilor frînaţi sînt de forma următoare :

$$E = Mi^* = mc_p\Big|_0^T MT + AmM\frac{w^2}{2g} = mc_p\Big|_0^{T^*} MT^*, \tag{3}$$

unde :

$mc_p\Big|_0^{T^*}$ reprezintă căldura specifică moleculară medie la presiune constantă a fluidului pe intervalul de temperatură $O - T^*$ °K, kcal/kmol, grd ;

m — greutatea moleculară a fluidului, kgf/kmol ;

T^* — temperatura curentului frînat adiabatic, calculată în funcţie de numărul Mach specific regimului de deplasare a fluidului $\mathfrak{M}_0 = \frac{w}{c_0}$ (w — viteza reală de deplasare, iar c_0 — viteza corespunzătoare a sunetului), °K :

$$T^* = T\left(1 + \frac{\varkappa - 1}{2}\mathfrak{M}^2\right). \tag{4}$$

Ordinul de mărime al vitezelor pe traseul de admisie este destul de mic (20—30 m/s pe galeriile de admisie, 50—80 m/s la trecerea prin supape, 10—15 m/s în cilindri) ; aceasta înseamnă că efectele frînării asupra temperaturii sînt neglijabile, la sfîrşitul umplerii ele fiind de ordinul 0,3—0,5°K (pentru $\mathfrak{M} = 0{,}1$ rezultă $T^* = 1{,}002$ T). Aşadar se poate considera $T^* \cong T$, aproximaţie care uşurează foarte mult calculul analitic, fără a introduce erori sensibile (sub 0,3% în evaluarea entalpiilor).

Coeficientul de umplere η_v este definit ca raportul dintre cantitatea reală de amestec proaspăt intrată în cilindri în timpul procesului de admisie şi cantitatea de amestec ce ar putea fi conţinută în cilindreea V_h, în condiţiile de stare ale mediului din care provine încărcătura :

$$\eta_v = \frac{M_{am}}{M_{h_{am}}}. \tag{5}$$

La motoarele cu formarea interioară a amestecului (injecţie de combustibil în cilindri), umplerea se face cu aer exterior, deci parametrii de stare la care se raportează cantitatea optimă de fluid ce ar putea pătrunde sînt presiunea şi temperatura mediului ambiant (p_0, T_0). La motoarele cu formarea exterioară a amestecului, carburaţia precede pătrunderea amestecului în cilindri şi este un proces diferit de cel al umplerii ; drept urmare, umplerea optimă va corespunde situaţiei în care cilindreea V_h conţine un amestec de aer-combustibil avînd presiunea p_0 a mediului ambiant şi temperatura T_{am} realizată după carburator. Această precizare în modul de alegere a parametrilor de referinţă duce, practic, la o sporire a exactităţii metodelor analitice de calcul ale coeficientului de umplere [1].

În consecinţă, cantitatea maximă de amestec va fi :

$$M_{h_{am}} = \frac{p_0 V_h}{848\ T_{am}}, \tag{6}$$

iar cea intrată real în cilindri :

$$M_{am} = \eta_v \cdot M_{h_{am}} = \eta_v \frac{p_0\ V_h}{848\ T_{am}}. \tag{7}$$

Cum procesul de umplere se termină numai în momentul închiderii supapei de admisie (punctul a', fig. 1), cantitatea de amestec corespunzătoare momentului în care pistonul se găseşte în punctul mort exterior este

$$M_{am(a)} = \frac{M_{am}}{\lambda_c} = \frac{\eta_v p_0\ V_h}{848\ \lambda_c\ T_{am}}. \tag{8}$$

unde λ_c reprezintă coeficientul de postumplere [1, 3, 4].

În aceste condiţii, expresiile analitice ale termenilor bilanţului energetic sînt următoarele :

— energia amestecului de aer-combustibil şi gaze arse :

$$E_a = mc_{pa}\Big|_0^{T_a} \frac{p_a(V_c + V_h)}{848\ T_a}\ T_a\ ; \tag{9}$$

— energia amestecului proaspăt de aer-combustibil :

$$E_{am(a)} = mc_{pam}\Big|_0^{Tam} \frac{\eta_v\, p_0\ V_h}{848\ \lambda_c\ T_{am}}\ T_{am}\ ; \tag{10}$$

— creşterea de energie a amestecului proaspăt datorită încălzirii pe traseul de admisie :

$$\Delta E_{Q(a)} = mc_{pam}\Big|_0^{Tam + \Delta Tam} \frac{\eta_v\, p_0\ V_h}{848\ \lambda_c\ T_{am}}\ \Delta T_{am}\ ; \tag{11}$$

— energia gazelor arse rămase în cilindru :

$$E_r = mc_{pr}\Big|_0^{T_r} \frac{p_r\ V_c\ \rho}{848\ T_r}\ T_r\ ; \tag{12}$$

— lucrul mecanic de umplere :

$$\int_0^a dL_u = \frac{p_0\ V_h\ \eta_v}{\lambda_c} - \mu_a\, p_a\ V_h. \tag{13}$$

După metoda lui M. Maslenikov, s-au folosit noţiunile de coeficient de baleiaj al camerei de ardere $\rho = \frac{V_r}{V_c} = 0{,}8\ \ldots 0{,}98$ şi cel de corecţie al presiunii medii în perioada de admisie $\mu_a = 0{,}75\ \ldots 0{,}95$ [4].

Înlocuind expresiile de mai sus în relația bilanțului energetic și dezvoltînd analitic, se obține următoarea expresie a coeficientului de umplere [1]:

$$\eta_v = \frac{\lambda_c \cdot p_a}{(\tau\varphi_{am} + \varphi_0)\, p_0\, (\varepsilon - 1)} \left[\varphi_a\, \varepsilon + \varphi_0 (\varepsilon - 1)\, \mu_a - \varphi_r\, \rho \frac{p_r}{p_a}\right]. \quad (14)$$

În afara notațiilor cunoscute, s-au mai folosit următoarele:

$\tau = \dfrac{T_{am} + \Delta T_{am}}{T_{am}}$ — coeficient care ține seamă de încălzirea amestecului în timpul procesului de la pereții calzi ai traseului (galeriile de admisie, la trecerea prin supape, de la pereții cilindrilor și capetele pistoanelor etc.); pentru motoarele în patru timpi cu formarea exterioară a amestecului $\tau = 1{,}03 \ldots 1{,}07$, pentru cele cu formarea interioară $\tau = 1{,}05 \ldots 1{,}20$, iar calculul efectiv al mărimii sale se poate face după indicațiile date în literatura de specialitate [2];

$\varphi_{am} = \dfrac{mc_{pam}\big|_0^{T_{am}}}{mc_{p0}\big|_0^{T_0}}$ — coeficient de corecție al căldurii specifice a amestecului proaspăt aer-combustibil;

$\varphi_r = \dfrac{mc_{pr}\big|_0^{T_r}}{mc_{p0}\big|_0^{T_0}}$ — coeficient de corecție al căldurii specifice pentru gazele reziduale;

$\varphi_a = \dfrac{mc_{pa}\big|_0^{T_a}}{mc_{p0}\big|_0^{T_0}}$ — coeficient de corecție pentru amestecul de fluide ce se găsește în cilindru la sfîrșitul umplerii;

$\varphi_0 = \dfrac{848\ A}{mc_{p0}\big|_0^{T_0}} \cong \dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa}$ — coeficient de corecție pentru aerul exterior.

Din construcția relației de calcul a coeficientului de umplere se observă că cei patru coeficienți φ au rolul de a corecta valorile parametrilor măsurați ai procesului de umplere, în raport cu natura fluidelor ce participă. Calculul acestor coeficienți cere cunoașterea mărimii fiecărei călduri specifice, adică a compoziției amestecurilor de gaze.

Tabelele de calcul prezentate în literatura de specialitate indică de obicei valori numai pentru anumite fluide, cum sînt aerul, vaporii de benzină sau gazele reziduale provenite din arderea motorinei sau a benzinelor de o anumită compoziție chimică și la un exces de aer $\alpha_0 = 1$. Trecerea la valorile corespunzătoare diferitelor cazuri ce se pot întîlni se face fie prin calcule analitice, fie cu ajutorul unor relații experimentale — statistice.

Analitic, calculele se efectuează după cum se arată în continuare. Căldura specifică moleculară la presiune constantă a amestecului proaspăt de aer — vapori de combustibil mc_{pam} se determină în funcție de dozajul amestecului și prin intermediul căldurii specifice corespunzătoare la volum constant.

Cantitatea de amestec este:

$$M_{am} = M_0 + M_c = M_0\left(1 + \frac{1}{\alpha_0\, L_0\, m_c}\right) = M_0 \psi, \quad (15)$$

unde:

α_0 este coeficientul de exces de aer al amestecului aer-combustibil:

L_0 — cantitatea teoretică de aer necesară arderii totale a unui kilogram de combustibil, kmol aer/kgf comb;

m_c — greutatea moleculară a vaporilor de combustibil, kgf/kmol.

Căldura specifică moleculară la volum constant corespunzătoare va fi [5, 7]:

$$mc_{vam} = \frac{\alpha_0\, L_0\, m_c}{1 + \alpha_0 L_0 m_c}\, mc_{vo} + \frac{1}{1 + \alpha_0 L_0 m_v}\, mc_{vc}, \quad (16)$$

indicii *o* și *c* corespunzînd fluidelor aer proaspăt și vapori de combustibil.

Mărimile parametrilor L_0 și m_c se calculează în raport cu compoziția chimică a combustibilului utilizat, după procedee cunoscute [5, 6, 7].

Căldura specifică moleculară a gazelor reziduale mc_{vr} depinde de compoziția gazelor ce provin din arderea petrecută în ciclul anterior.

După V. Tareev [7] se poate folosi următoarea relație de calcul:

$$mc_{vr} = mc_{vo} + \frac{mc_{vr(\alpha_0=1)} - mc_{vo}}{1 + (\alpha_0 - 1)\dfrac{L_0}{M_2}}, \quad (17)$$

unde:

$mc_{vr(\alpha_0=1)}$ este căldura specifică la volum constant pentru $\alpha_0 = 1$;

M_2 — cantitatea teoretică de produse de ardere la un exces de aer $\alpha_0 = 1$.

Valoarea lui M_2 se calculează în funcţie de compoziţia chimică a combustibilului [5, 7, 9]. În cazul motoarelor cu formarea exterioară a amestecului se înlocuieşte în relaţia (17) mc_{vo} cu $mc_{v\,am}$.

Căldura specifică moleculară a amestecului aer-vapori de benzină-gaze de ardere la sfîrşitul umplerii, mc_{pa}, se calculează similar cu cea a amestecului proaspăt.

— Pentru motoarele cu formarea interioară a amestecului, bilanţul molar corespunzător este :

$$M_a = M_0 + M_r = M_0\,(1 + \gamma_r), \qquad (18)$$

unde $\gamma_r = \dfrac{M_r}{M_0}$ este coeficientul gazelor reziduale.

În baza acestui bilanţ, căldura specifică moleculară corespunzătoare este [1, 7] :

$$mc_{va} = \frac{1}{1+\gamma_r}\,mc_{vo} + \frac{\gamma_r}{1+\gamma_r}\,mc_{vr}. \qquad (19)$$

— În cazul motoarelor cu formarea exterioară a amestecului :

$$M_a = M_0 + M_c + M_r = M_0\left(1 + \frac{1}{\alpha_0 L_0 m_c} + \right.$$
$$\left. + \gamma_r\right) = M_0\,(\psi + \gamma_r), \qquad (20)$$

deci :

$$mc_{va} = \frac{1}{\psi+\gamma_r}\,mc_{vo} + \frac{\psi-1}{\psi+\gamma_r}\,mc_{vc} +$$
$$+ \frac{\gamma_r}{\psi+\gamma_r}\,mc_{vr}. \qquad (21)$$

Pentru calculul coeficientului gazelor reziduale se poate folosi relaţia generală [1] :

$$\gamma_r = \frac{\psi p_r \cdot T_{am}}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}, \qquad (22)$$

unde, la motoarele cu formarea interioară a amestecului, $\psi = 1$, iar la cele cu formarea exterioară coeficientul $\psi \neq 1$ rezultă din relaţia (15).

Calculul căldurilor specifice mc_{vo} se poate face şi cu ajutorul relaţiilor experimental-statistice pe care le indică unele lucrări de specialitate [4, 5, 7]. Rezultatele obţinute au un grad ridicat de precizie, întru totul corespunzător aplicaţiilor practice.

Trecerea de la căldurile specifice moleculare la volum constant la cele la presiune constantă — necesare calculului coeficienţilor de corecţie φ — se face după relaţia cunoscută :

$$mc_p = mc_v + 1{,}985. \qquad (23)$$

Mărirea coeficienţilor de corecţie φ depinde de o serie de parametri ai procesului de lucru din motor.

În figura 2 se prezintă variaţiile coeficienţilor de corecţie în raport cu excesul de aer al amestecului aer-combustibil, pentru un motor experimental monocilindru tip I T 9—2. Din analiza curbelor se observă că pentru amestecul aer-combustibil-gaze reziduale (φ_a) şi pentru amestecul proaspăt (φ_{am}), coeficienţii introduc corecţii de ordinul 4—7% şi sînt cu atît mai mici cu cît excesul de aer este mai mare, deci cu cît aerul are o pondere mai mare în amestec. Coeficientul de corecţie al gazelor reziduale φ_r are o valoare mai mare (φ_r = =1,06...1,10) şi atinge un maximum pentru excesul de aer $\alpha_0 = 1$, adică pentru o combustie teoretic optimă.

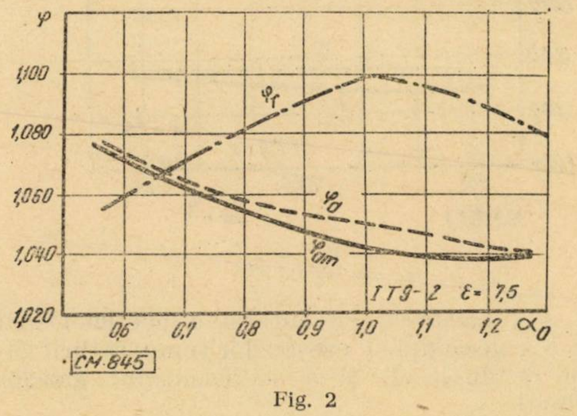


Fig. 2

În cazul modificării raportului de compresie al motorului I T 9—2, nu s-au observat schimbări apreciabile ale coeficienţilor de corecţie φ; micile variaţii înregistrate pe diagrama din figura 3 sînt datorite unor condiţii cu totul speciale, ca de exemplu unele modificări ale procesului de ardere, fapt care are repercusiuni asupra parametrilor de stare ai gazelor arse.

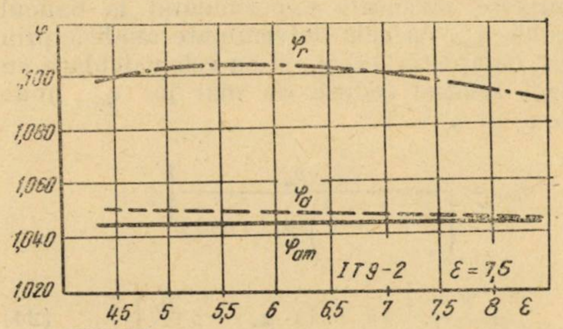


Fig. 3

S-a mai făcut şi o verificare a influenţei încălzirii amestecului pe conducta de admisie asupra corecţiilor φ ; rezultatele sînt prezentate în diagrama din figura 4. Se observă că preîncălzirea amestecului contribuie la uşoara modificare a corecţiei φ_{am} dar — practic — nu are nici o influenţă asupra corecţiilor φ_a şi φ_r.

Se mai poate constata că, la schimbarea turației, singura corecție afectată de modificări sensibile este cea a gazelor reziduale φ_r (fig. 5); creșterea cu turația a coeficientului este o consecință a creșterilor temperaturii gazelor reziduale T_r și a coeficientului gazelor reziduale γ_r.

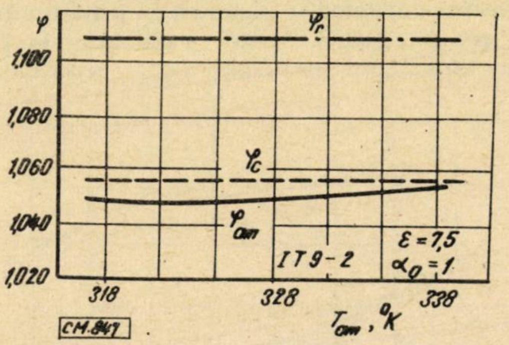


Fig. 4

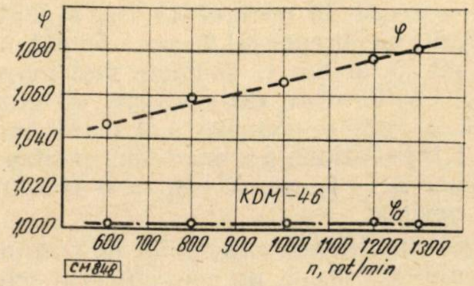


Fig. 5

Influența coeficienților de corecție ai căldurilor specifice variabile asupra mărimii coeficientului de umplere a fost studiată comparîndu-se în diferite situații valorile coeficienților de umplere măsurate experimental la bancul de probă η_{vm}, cu cele determinate analitic prin relația completă (14) η_{vc} și cu cele calculate cu ajutorul relației reduse de mai jos η_{vcr}, unde $\varphi_{am} = \varphi_a = \varphi_r = 1$:

$$\eta_{vcr} = \frac{\lambda_c \cdot p_a}{\left(\tau + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\right) p_0 (\varepsilon - 1)} \Bigg[\varepsilon + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} (\varepsilon - 1)\ \mu_a - \rho \frac{p_r}{p_a} \Bigg]. \qquad (24)$$

Rezultatele obținute sînt reprezentate grafic în diagramele din figurile 6, 7, 8 și 9. Pentru o comparație mai ușoară a valorilor realizate au fost trasate și curbele abaterilor corespunzătoare, exprimate prin mărimile $e_c = \frac{\eta_{vc}}{\eta_{vm}}$ și $e_{cr} = \frac{\eta_{vcr}}{\eta_{vm}}$, iar valorile coeficienților de umplere au fost raportate la o temperatură reper de 288 °K după relația cunoscută [5]:

$$\eta_{v0} = \eta_v \sqrt{\frac{288}{T}}. \qquad (25)$$

Din analiza diagramelor rezultă următoarele aspecte:

— coeficienții de umplere calculați cu ajutorul relației complete (14) sînt foarte apropiați de cei măsurați experimental (abateri de ordinul 1—2%);

— lipsa din expresia coeficientului de umplere a coeficienților de corecție ai căldurilor specifice conduce la obținerea unor valori calculate mai mari decît cele măsurate sau calculate cu ajutorul relației complete;

— modificările de regim termic datorite variațiilor excesului de aer al amestecului aer-combustibil, gradului de preîncălzire a amestecului sau schimbările turației sînt cu mult mai corect sesizate analitic prin intermediul relației ce cuprinde coeficienții de corecție ai căldurilor specifice (fig. 6, 8, 9);

— prin modificare puternică în raport cu rezultatele procesului de ardere, corecția căldurii specifice a gazelor reziduale poate constitui un indicator al regimului de combustie, urmărind întocmai variația temperaturii gazelor reziduale T_r și a coeficientului de gaze reziduale γ_r;

— modul de variație al coeficientului φ_a în raport cu φ_r și φ_{am} poate constitui un indiciu al importanței prezenței gazelor reziduale în amestecul proaspăt de la sfîrșitul umplerii; cu cît cantitatea de gaze arse este mai mare și are temperatura mai ridicată, cu atît corecția φ_a este influențată mai puternic.

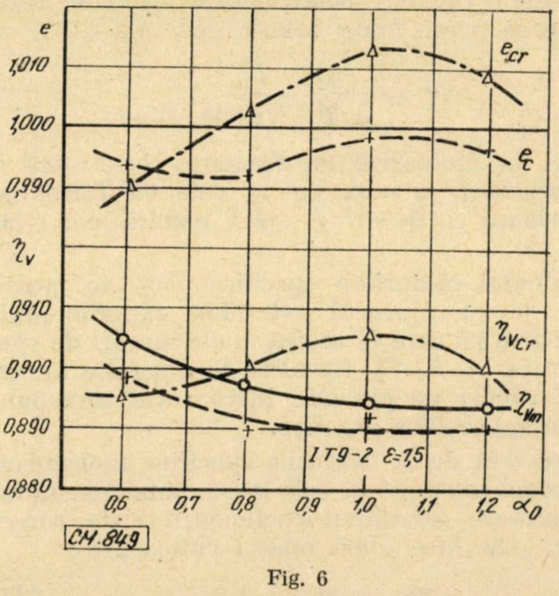


Fig. 6

Aspectele teoretice şi experimentale prezentate în lucrare confirmă ipoteza că introducerea căldurilor specifice variabile în calculul analitic al coeficientului de umplere are efecte pozitive, permiţînd o mai bună cunoaştere a procesului. Materialul experimental în baza căruia au fost formulate concluziile indicate mai sus este cu mult mai vast, în lucrare prezentîndu-se numai cîteva din cazurile întîlnite care au permis ilustrarea concluziilor corespunzătoare.

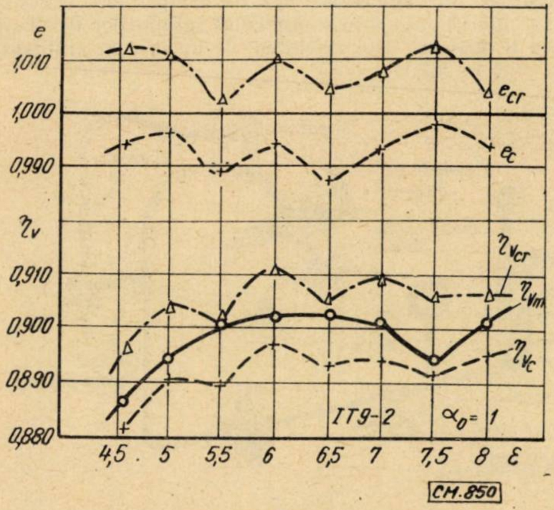


Fig. 7

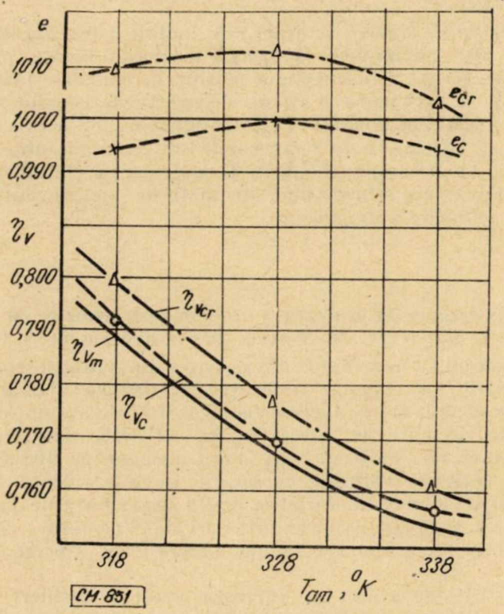


Fig. 8

Deşi abaterile coeficienţilor de umplere calculaţi cu ajutorul relaţiei reduse (24) sînt în medie de două ori mai mari decît cele obţinute prin introducerea căldurilor specifice variabile — şi duc aproape totdeauna la supraevaluarea gradului de umplere — diferenţele cantitative ale celor două procedee de calcul nu sînt prea mari; în schimb, din punct de vedere calitativ, utilizarea căldurilor specifice variabile este deosebit de preţioasă, permiţînd evidenţierea analitică a influenţelor pe care le au asupra umplerii dozajele amestecurilor de aer-combustibil, modificările termice pe traseele de admisie sau parametrii de stare şi cantitatea gazelor arse reziduale. În acest fel este posibilă o mai bună dirijare a parametrilor de care depinde umplerea şi, prin aceasta, o sporire a indicilor economici ai motorului.

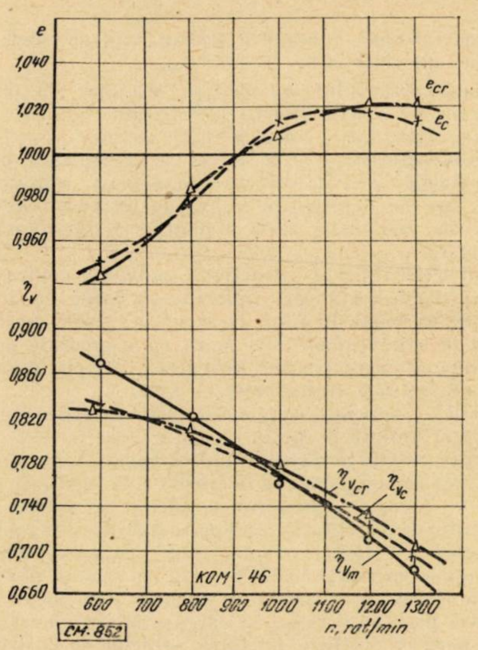


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Todicescu, A.* Contribuţii la studiul coeficientului de umplere la motoarele cu ardere internă. Lucrare de doctorat. Institutul politehnic Iaşi, 1962.

[2] *Todicescu, A.* Unele aspecte ale influenţei naturii fluidelor în calculul temperaturilor din procesul de admisie la motoarele cu ardere internă. În : Construcţia de Maşini, nr. 8—9, 1967.

[3] *Todicescu, A.* Principii de calcul analitic al postumplerii la motoarele cu ardere internă în patru timpi. În : Construcţia de Maşini, nr. 1, 1968.

[4] *Maslenikov, M.M.* ş.a. Motoare cu piston pentru aviaţie, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1953.

[5] *Gaiginski, E.* Motoare cu ardere internă. Studiu termodinamic. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1960.

[6] *List, H.* Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine, Erster Teil, Viena, Springer—Verlag, 1949.

[7] *Tareev, V.M.* Spravocinik po teplovomu rascetu robocevo dvigateli vnutrennevo sgorania. Leningrad, Recinoi transport, 1961.

[8] *Boltinski, V.N.* Motoare de tractoare şi automobile. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[9] *Glagolev, N.M.* Procesele de lucru ale motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, I.D.T., 1953.

Documentare

Direcţia cu comandă hidraulică pentru vehicule grele. În: Fördern und Heben, nr. 2, 1969.

În cadrul articolului, se descrie sistemul de direcţie Orbitrol care are o servodirecţie în întregime hidraulică fără legături mecanice între volan şi roţile conduse. După indicaţiile producătorilor, acest sistem se recomandă pentru macarale mobile, excavatoare, gredere, rulouri compactoare şi altele, care nu depăşesc o viteză de 50 km/h. Întreaga instalaţie este compactă, uşor de montat şi necesită o întreţinere sumară.

În cazul seriei tipizate „Reaction" (potrivită pentru vehiculele mai mici), forţa care influenţează roţile de direcţie porneşte de la volan, în timp ce execuţia „Non reaction" (potrivită pentru vehicule mai mari, cu o greutate proprie pînă la 40 t) este caracterizată prin aceea că forţa hidraulică de acţionare nu este influenţată de volan.

Principalele elemente componente ale mecanismului de comandă sînt arătate în figură.

Volanul se montează direct la partea superioară a blocului Orbitrol, bloc care la partea sa inferioară este legat prin patru conducte cu pompa, rezervorul de ulei şi cu ambele părţi ale cilindrului de direcţie. Această parte inferioară se compune dintr-o pompă *9*, un servoventil rotativ cu patru căi, care constă dintr-o parte interioară *5* legată cu volanul şi o parte exterioară *6*, care este legată prin arborele *7* de rotorul pompei *9*. Între partea inferioară şi exterioară a servoventilului se găsesc pene de centrare, iar între orificiile de introducere a uleiului sub presiune şi cel de retur este amplasată o supapă de reţinere *4*.

Rotind volanul, cele două părţi ale servoventilului se rotesc şi ele una faţă de alta cu cîteva grade şi după aceea se rotesc simultan cu volanul. La o rotire de circa 1,5° se deschide canalul de intrare în cilindru care rămîne deschis pînă la o rotire de 6°. Curentul de ulei către pompă provoacă mişcarea rotorului care trimite o cantitate de ulei proporţională cu rotirea volanului către cilindrul de direcţie care roteşte roata. Dacă nu se mai roteşte volanul, rotorul va fi rotit încă un timp scurt de către presiunea uleiului, pînă cînd unghiul de rotire al volanului este parcurs şi deschiderile din servoventilul rotativ sînt închise (poziţia neutră a ventilului).

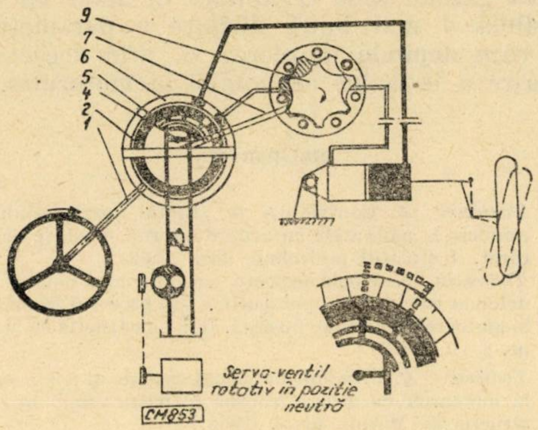


Fig. 1

În cazul defectării circuitului de ulei de la pompă, atunci se face legătura sistemului de direcţie Orbitrol cu sistemul de rezervă. În cazul acestei defecţiuni, se roteşte volanul pînă cînd partea interioară a servoventilului se roteşte cu circa 8°. În această poziţie, printr-un bolţ, este antrenată şi partea exterioară care prin intermediul arborelui roteşte rotorul. În aceste condiţii, pompa de măsurare funcţionează ca o pompă de mînă, care alimentează cu ulei cilindrul de direcţie.

A.M.

Instalaţie de ungere centrală. În: Fördern und Heben, nr. 3, 1969.

Instalaţia constă dintr-o pompă de ungere (acţionată manual sau prin motor) şi distribuitoare cu piston montate pe circuitele de alimentare sau de compensare. Acestea dozează lubrifiantul prin intermediul şuruburilor de distribuţie şi îl dirijează spre circuitele de ungere. Se utilizează uleiuri pînă la 400°E.

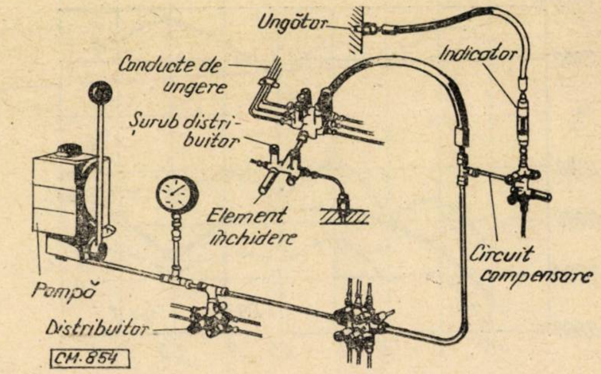


Fig. 1

Fiecare ciclu de ungere constă dintr-un timp de punere sub presiune a conductelor de alimentare şi dintr-un timp de descărcare, prin legătura cu spaţiul de absorbţie al pompei. În funcţie de modul de concepţie, uleiul este scos din circuite — în timpul descărcării — cu ajutorul presiunii arcurilor (în cazul unor presiuni normale sau joase în lagăre) sau cu ajutorul presiunii pompei (în cazul unei presiuni ridicate în lagăre).

Instalaţia de ungere centrală este indicat a fi montată pe maşini mici sau mijlocii, în special pe maşini-unelte, prese, maşini de turnat prin injecţie şi maşini de ambalat. Instalaţia poate fi prevăzută şi cu un dispozitiv de control, care indică circulaţia uleiului. Toate conductele pot fi din oţel, cupru sau nylon. Toate rezervoarele sînt transparente, astfel încît în orice moment poate fi controlat nivelul uleiului. Figura reprezintă schema unei instalaţii de ungere centrală, pentru acţionare manuală.

A.M.

Creşterea rezistenţei la uzură a broşelor prin netezire cu diamant. I. I. Mamev. În: Vestnik maşinostroenia, nr. 5, 1969.

În legătură cu necesitatea de creştere a durabilităţii sculelor aşchietoare, s-a cercetat influenţa netezirii cu diamant a broşelor de oţel R 18. Încercările au fost efectuate iniţial pe epruvete circulare, cu duritatea 62—64 HRC, stropite în prealabil cu ulei de fuse. S-au folosit strungul de filetat 1K 62 B şi cuţite cu diamant, cu raza de racordare de 1,2 mm. Parametrii de lucru au variat în limite largi; forţa de aşchiere între 6 şi 35 kgf, avansul între 0,01 şi 0,09 mm/rot; viteza de aşchiere între 5 şi 100 m/min, numărul de treceri între 1 şi 6.

Încercările au arătat că influenţa forţei de aşchiere este sensibilă pînă la 20 kgf, antrenînd micşorarea rugozităţii şi creşterea durităţii epruvetelor. Avansul optim a fost stabilit la 0,03 mm/rot, la valori mai mici scăderea productivităţii nefiind compensată printr-o îmbunătăţire substanţială a calităţii. Pentru viteza de aşchiere s-a precizat domeniul recomandabil 20—40 m/min.

Cercetările au inclus şi încercarea rezistenţei la roşu a epruvetelor. S-a constatat că duritatea suprafeţei netezite începe să scadă la temperaturi apropiate de 500°C, menţinîndu-se peste duritatea epruvetelor ce nu au fost netezite pînă la

700°C. Rezistenţa la roşu a epruvetelor netezite a corespuns temperaturii de 650°C. Prin netezire s-a realizat şi o micşorare a procentului de arsuri, caracterizate prin conţinut ridicat de austenită, apărute la rectificare.

În continuare s-a experimentat netezirea broşelor circulare. Operaţia a fost executată pe strunguri obişnuite, cu scule asemănătoare celor utilizate la încercările pe epruvete. Netezirea a avut loc după detalonarea preliminară şi rectificarea dinţilor pe faţa de aşezare, înainte de prelucrarea canelurilor de îndepărtare a şpanului. Ieşirea cuţitului a prilejuit deformarea muchiilor aşchietoare ale dinţilor broşei, sub forma unor feţe lustruite; ele au fost înlăturate înainte de detalonarea finală a faţetei de degajare. Datorită deformării muchiilor aşchietoare, diametrul şi lăţimea faţetei orizontale s-au micşorat, în limite determinate de mărimea forţei de aşchiere, abaterile nedepăşind domeniul admisibil.

Încercarea broşelor netezite a confirmat eficienţa procedeului. De exemplu, broşele netezite au fost utilizate, între două reascuţiri, la finisarea orificiilor cu diametrul 33 + 0,027 la 910 pinioane de transmisie, în timp ce aceeaşi operaţie se poate executa cu diamant la numai 480 pinioane. Numărul total de pinioane prelucrate cu o sculă s-a ridicat la 7 300 în primul caz, respectiv 4 800 în al doilea caz.

G.Z.

Noi maşini pentru construcţia drumurilor la cost redus. V. V. Gogolin şi N. F. Didenko. În: Vestnik maşinostroenia, nr. 5, 1969.

Pentru construirea patului şi îmbrăcăminţii drumurilor şi aerodroamelor prin metoda consolidării terenului cu lianţi organici şi minerali, s-a realizat o serie de maşini cu productivitate înaltă.

Pe baza tractorului T—128 a fost concepută freza rutieră D—678, prevăzută cu instalaţii pentru dozarea de precizie a bitumului şi apei şi pentru comanda la distanţă. Viteza de tăiere a frezei este de 12,3 m/s, la turaţia rotorului de 260 rot/min. Faţă de utilaje similare, freza D—678 prezintă manevrabilitate şi adîncime de prelucrare sporite. Caracteristici tehnice: lăţimea suprafeţei prelucrate — 2,38 m; adîncimea de prelucrare în soluri dense — 0,26 m; aria suprafeţei prelucrate — 0,6 m²; puterea motorului principal — 130 CP; viteza de deplasare în timpul lucrului — 0,10—0,84 km/h; viteza de transport — 4,5—35 km/h; greutatea totală — 10 t.

Amestecătorul de teren D—391 B este un agregat ce cuprinde autocisterne pentru lianţi lichizi şi apă, autocisternă cu descărcare pneumatică pentru ciment şi compresor autopropulsat pe pneuri. Agregatul execută măcinarea solului, introducerea lianţilor, amestecarea şi tasarea preliminară a terenului. Caracteristici tehnice: productivitate—3 000 m³/schimb; viteza de deplasare — 0,048—16,7 km/h; lăţimea suprafeţei prelucrate — 2 400 mm; grosimea stratului prelucrat — 75—250 mm; puterea motorului — 300 CP; capacitatea buncărului de ciment — 2,2 m³.

Instalaţia de amestecare pentru carieră D—709 este destinată preparării amestecurilor de pietriş, bitum şi ciment. În afară de amestecător, instalaţia este dotată cu un aglomerator şi cu transportoare pentru materialele iniţiale şi pentru amestecul finit. Lianţii şi adaosurile minerale sînt transmise prin conducte elastice în buncărul de consum, dispuse deasupra amestecătorului, sub care se află rotoarele dozatoare. Apa şi lianţii lichizi sînt vehiculate de pompe în amestecător. Instalaţia poate fi trecută rapid în poziţia de transport. Dispozitivul de dozare, amestecătorul şi alte organe şi subansambluri ale instalaţiei sînt folosite şi la utilaje pentru beton asfaltic. Caracteristici tehnice: productivitate — 100 t/h; capacitatea buncărului aglomeratorului — 2,7 m³; capacitatea de încărcare a amestecătorului — 3 400 kg; durata de amestecare — 120 s; puterea electromotoarelor — 114,1 kW; greutatea totală — 22,8 t.

G.Z.

Determinarea puterii şi economicităţii motoarelor diesel navale în diferite condiţii climaterice. E. L. Mîşinski. În: Sudostroenie, nr. 5, 1969.

Influenţa factorilor climaterici asupra funcţionării motoarelor diesel navale este mai însemnată la creşterea gradului de efort al motorului, în principal la mărirea gradului de supraalimentare şi micşorarea coeficientului de exces de aer. Determinarea eronată a puterii admisibile în condiţii climaterice nefavorabile poate duce fie la exploatarea motorului la un regim termic prea ridicat, micşorîndu-i durabilitatea, fie la încărcarea incompletă, prilejuind o pierdere de viteză a navei.

Pentru determinarea puterii şi economicităţii motoarelor diesel la variaţia condiţiilor climaterice se apelează la formule simplificate, stabilite pe baza studierii influenţei acestor condiţii asupra performanţelor menţionate. Astfel de formule au fost precizate considerînd variaţia presiunii atmosferice p între 730 şi 790 mm col. Hg, a temperaturii atmosferice t între 0 şi 50°C, a umidităţii relative φ între 0 şi 100% şi a temperaturii apei la bord t_a între 7 şi 32°C.

Dependenţa puterii indicate a motorului faţă de variaţia parametrilor enumeraţi este exprimată prin relaţia

$$P_i = P_{i_0} \left(\frac{p}{p_0}\right)^k \cdot \left(\frac{Rt}{Rt_0}\right)^m \cdot \left(\frac{t_a}{t_0}\right)^n; \tag{1}$$

în (1) şi în formulele următoare, indicele *o* este atribuit parametrilor regimului iniţial. Constanta aerului R se introduce în relaţia (1) în funcţie de presiunea parţială a vaporilor de apă p_s

$$R = \frac{29,27}{1 - 0,377 \dfrac{p_s}{p}}.$$

Exponenţii k, m şi n se calculează în funcţie de valorile coeficientului de exces de aer, gradul de creştere a presiunii în compresorul agregatului de supraalimentare şi randamentul termic al răcitorului de aer. Formulele respective corespund menţinerii constante a consumului orar de combustibil C, a temperaturii gazelor de evacuare t_g, sau a regimului termic, apreciat prin temperatura apei de răcire ca indicator al temperaturii medii a pistonului t_p.

Pentru evaluarea puterii efective a motorului se propune relaţia:

$$P_e = P_{e_0} \frac{\dfrac{P_i}{P_{i_0}}(1 - \eta_{m_0}) - \dfrac{P_c - P_{c_0}}{P_{i_0}}}{\eta_{m_0}},$$

care ţine seamă de randamentul mecanic al motorului η_m şi de puterea necesară compresorului de transmisie, P_c. În ipoteza invariabilităţii turaţiei, ultimul parametru se determină cu formula

$$P_c = P_{c_0} \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{t}{t_0}}.$$

Pentru determinarea consumului specific efectiv de combustibil, se consideră consumul orar de combustibil dat, la $t_p = \text{const}$ şi $t_g = \text{const}$, de relaţia

$$C = C_0 \frac{P_i}{P_{i_0}}.$$

Formulele de tipul prezentat au fost verificate prin încercări efectuate la deplasarea navelor în diferite zone climaterice şi pe banc, cu simularea condiţiilor climaterice. De exemplu, în figura 1 se arată variaţia puterii efective a motorului 6CN 18/22 în condiţii tropicale ($t = 46$°C, $t_a = 32$°C), valorile P_{e_0} fiind stabilite la $t = 20$°C şi $t_a = 6$°C; rezultatele încercărilor, marcate prin puncte, atestă corectitudinea variației stabilite prin calcul, reprezentată prin curbele continue.

Cercetările au arătat că performanțele motorului sînt substanțial afectate în zonele tropicale. La menținerea constantă a consumului orar de combustibil s-a obținut cea mai mică reducere a puterii efective (2—7%) în zonele tropicale, însoțită însă de majorarea regimului termic. Se apreciază ca recomandabilă păstrarea neschimbată a regimului termic, prilejuind o scădere de 11—16% a puterii efective și o creștere de 10—25°C a temperaturii gazelor de evacuare.

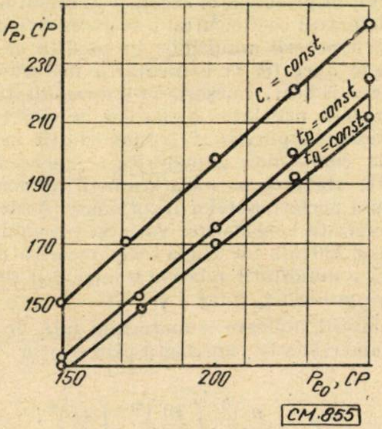


Fig. 1

G. Z.

Instalația de sortat cartofi. În: Deutsche Agrartechnik, nr. 2, 1969.

Sînt cunoscute mașinile de sortat cartofi la care fiecare fracțiune se deplasează separat cu un elevator aflat în unghi drept față de axul mașinii. Fracțiunile utile sînt dirijate prin intermediul elevatoarelor pe mese sortatoare, în timp ce cartofii destinați furajării sînt transportați la remorci. Dezavantajul acestei instalații de sortat constă în faptul că în cazul unei sortări simple a materialului se limitează capacitatea de sortare dat fiind că fiecare fracțiune poate fi dirijată numai peste o masă sortatoare.

De asemenea, sînt cunoscute instalațiile de sortare la care materialul recoltat pe fracțiuni este transferat de pe bandă de alimentare pe mese sortatoare fixate în unghi drept față de bandă. Fracțiunile utile, precum și cartofii destinați furajării și impuritățile se transportă prin intermediul unei benzi comune. Dezavantajul acestei instalații constă în aceea că pentru transportul cartofilor de mărime mai mare trebuie să existe o bandă transportoare transversală.

De curînd a fost brevetată o instalație de sortat cartofi (fig. 1) care urmează să înlăture aceste dezavantaje.

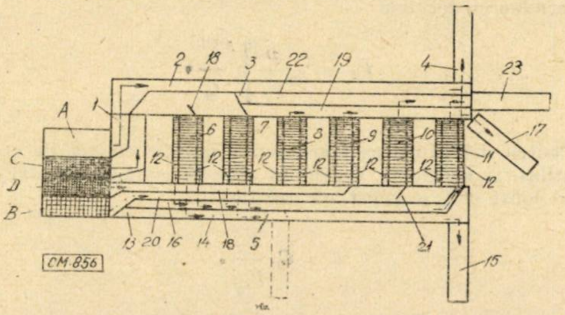


Fig. 1

Cartofii mici *A* ajung prin intermediul unei benzi longitudinale *1* pe calea *2* a unei benzi transportoare *3* cu mai multe căi, de unde prin intermediul unui elevator descărcător *4*, sînt evacuați din instalație. Paralel cu banda transportoare *3* se află o altă bandă transportoare *5*. Transversal față de direcția de transport între benzile transportoare *3* și *5* se află mesele de sortare *6—11*.

Cartofii de sămînță *C* ajung de asemenea, prin intermediul benzii longitudinale *1* pe banda transportoare *3*, unde are loc împărțirea cartofilor în două fluxuri parțiale ce trec peste mesele sortatoare *6* și *7*. Mesele *6—11* sînt astfel concepute încît materialul sortat să poată fi depus în două canale *12* aflate lateral, fiind accesibile personalului ce lucrează la sortare.

Cartofii de sămînță *C* ajung de pe mesele de sortare, prin intermediul unui plan înclinat *13*, pe calea *14* a benzii transportoare *5* și de acolo, prin intermediul unui elevator sortator *15*, în remorci. Materialul selecționat ajunge din canalele *12*, prin intermediul planului înclinat *13*, pe calea *16* a benzii transportoare *5* și de acolo în canalul *12* al mesei sortatoare *11*, care prin planul înclinat *13* este în legătură cu elevatorul încărcător *17*.

Cartofii de sămînță *D* sînt transportați pe calea *18* a benzii transportoare *5*, pe mesele de sortare *8* și *9*, de unde pe calea *19* a benzii transportoare *3* ajung pe elevatorul încărcător *17*. Materialul sortat ajunge din canalele *12*, ale meselor de sortat *8* și *9*, în calea *2* a benzii transportoare *3*.

Cartofii foarte mari *B* ajung prin calea *20*, prin intermediul scutului *21*, pe mesele de sortat *10* și *11* și de acolo prin calea *22* pe elevatorul încărcător *23*. Materialul sortat ajunge prin calea *2* a benzii transportoare *3* pe elevatorul încărcător *4*.

La un alt prototip s-au amenajat benzile pentru fracțiunile mici *A*, pentru cele mari *B* și pentru cartofii de sămînță *C* și *D* transversal față de direcția de transport. Benzile transportoare subdivizate *3* și *4* servesc, de asemenea, la alimentarea și evacuarea fracțiunilor de diferite mărimi și a materialului sortat. Mesele de sortat *6—11* pătrund între spațiul activ și cel inactiv al benzilor transportoare *3* și *5*. În vederea amplasării planurilor înclinate *13*, s-au fixat mesele de sortat *6—11* pe un plan ascendent, sub un anumit unghi în raport cu direcția de transport. Poziția elevatorului încărcător *15* este reglabilă pe o anumită porțiune a benzii transportoare *5*.

O. M.

Alfa Romeo 1750 cu injecție de benzină, pentru export în S.U.A. E. Cornil. În: Belgique automobile, nr. 5, 1969.

Pentru a îndeplini condițiile severe stabilite în S.U.A. în legătură cu toxicitatea gazelor de eșapament, la exportarea automobilului Alfa Romeo 1750 a fost necesară modificarea sistemului de alimentare cu combustibil. Astfel, sistemul clasic cu carburator orizontal cu două corpuri, care determină un grad inacceptabil de poluare a atmosferei în unele regimuri funcționale, a fost înlocuit prin injecție de benzină în colectorul de admisie. Acest sistem este caracterizat prin precizia extrem de ridicată a reglajului sarcinii, asigurînd uniformitatea riguroasă a alimentării cilindrilor și dozajele corespunzătoare diferitelor regimuri de lucru.

Motorul cu injecție de benzină păstrează neschimbat raportul de comprimare (9) și fazele distribuției. Unele modificări au intervenit în reglajul aprinderii, de exemplu trecerea de la avansul fix la producerea scînteii electrice de 3° la întîrzierea de 2°. Performanțele obținute nu au fost comunicate. În schimb, gradul de toxicitate al gazelor arse corespunde prescripțiilor americane: conținut de oxid de carbon 1% (admisibil 2%), conținut de hidrocarburi nearse 280—320 părți/milion (admisibil 350 părți/milion). Consumul specific de combustibil este cuprins între 190 și 200 g/CPh.

Realizat în colaborare cu societatea Spica, sistemul de injecție este deservit de o pompă cu patru elemente, plasată în partea dreaptă a motorului și antrenată printr-o transmisie cu curea. Injectoarele sînt montate oblic, în conductele de admisie a aerului, în amontele supapelor.

Schema alimentării cu combustibil este prezentată în figura 1. Grupul electric de alimentare *2* este pus în funcțiune prin rotirea cheii de contact *1* cu un sfert de tură. La cuplare, benzina este aspirată din rezervorul *3* prin filtrul *4*, fiind refulată la o presiune cuprinsă între 0,5 și 1,1—1,3 at. Trecînd prin al doilea filtru *5*, benzina este vehiculată în pompa de injecție *6*. Scăderea presiunii de refulare sub limita inferioară a domeniului menționat este semnalizată prin avertizorul optic *10*, comandat de contactul hidraulic *8*. La depășirea limitei superioare a domeniului de presiuni, o parte din combustibil este returnat în rezervor prin supapa de siguranţă 9. Conducta de retur dirijează şi surplusul de benzină din pompa de injecţie, controlat prin orificiul calibrat 7; acest surplus asigură răcirea pompei de injecţie.

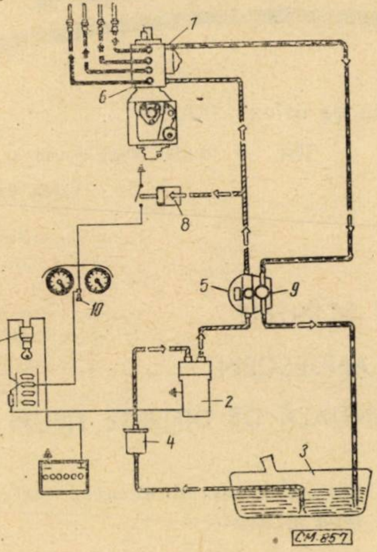


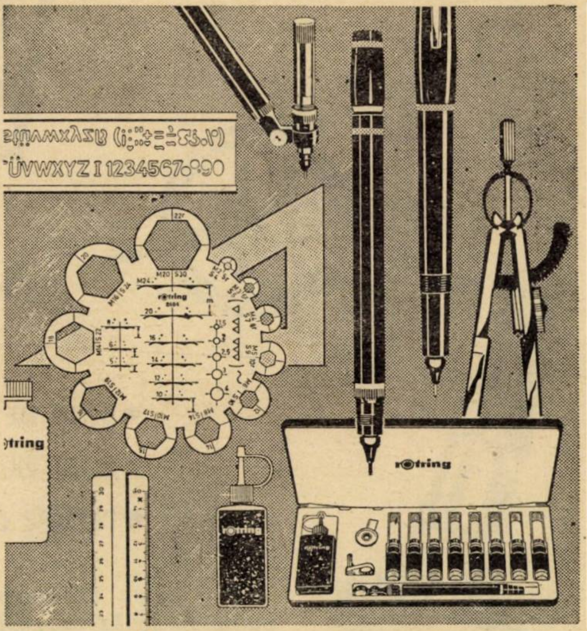
Fig. 1

Cilindrii motorului sînt alimentaţi cu aer prin conducte individuale, de secţiune mare. Lungimea conductelor este stabilită în conformitate cu realizarea unei suprapresiuni prin intrarea în rezonanţă a coloanei de aer, pe un cîmp larg de regimuri funcţionale. Extremităţile libere ale celor patru conducte de admisie sînt branşate la un amortizor comun de zgomote, prevăzut cu un element filtrant. Acest element şi filtrul principal de benzină trebuie înlocuite periodic, după parcursuri de 9 600 km. Alte operaţii de întreţinere se execută la intervale de funcţionare de 19 200 km.

În amontele injectoarelor sînt plasate clapete de aer, acţionate de la pedala de acceleraţie prin intermediul unui levier. Levierul este articulat cu o tijă de sincronizare a comenzii celor patru clapete de aer şi cu tirantul de legătură cu comanda alimentării cu benzină. La mersul în gol, clapetele sînt aşezate etanş pe secţiile respective, iar aerul necesar funcţionării este livrat prin patru conducte calibrate, cuplate prin două supape de compensare (cîte o supapă pentru două conducte) la amortizorul de zgomote. La funcţionarea în sarcină, traseul de compensare permite reintrarea în conductele de admisie a vaporilor formaţi în carter. Sistemul de ventilaţie a carterului cuprinde un separator de ulei, de la care particulele de ulei sînt dirijate spre baia motorului, circuitul principal de transmitere a vaporilor şi gazelor nearse spre amortizorul de zgomote şi circuitul secundar de legătură cu traseul de compensare (la mersul în gol).

Presiunea de refulare a pompei de injecţie este de 25—28 at. Pistoanele plonjoare, cu cursă constantă, sînt rotite pentru modificarea cantităţii de combustibil refulate prin deplasarea unei cremaliere. La rîndul său, cremaliera este acţionată printr-un cuplu camă-tachet, pe de o parte de la pedala de acceleraţie (reglajul cu sarcina) şi pe de altă parte de la un regulator de turaţie (reglajul cu turaţia). Sistemul nu este prevăzut cu corectoare de dozaj în funcţie de presiunea şi temperatura ambiantă şi cu îmbogăţitoare pentru pornire şi pentru perioada de stabilire a regimului termic normal.

G.Z.



59

rotring

macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm. Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.
Pentru scrierea curată şi exactă, rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.
Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sitemului Interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 8 grosimi de linii de la 0,15 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă.
Cu rotring se poate desena mai uşor—mai repede — — mai raţional !

● Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
● Uşurează alegerea grosimii necesare
● Trasează linii uniforme cu margini bine definite
● Asigură lucrări curate
● Are un rezervor de tuş de mare capacitate
● Se reîncarcă în mod simplu
● Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile, în cazurile în care se cere o înaltă precizie : stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

RIEPE—WERK [2 Hamburg—54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI
Vă rugăm cereţi prospecte!

PUBLICOM

FOLOSIȚI CU ÎNCREDERE PRODUSELE CU MARCA:

SINTEROM

Fabricate de uzina „TRIUMF"

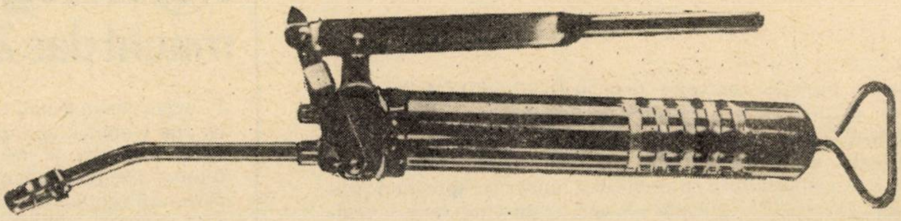
Cluj, Str. Budai Nagy Antal nr. 122

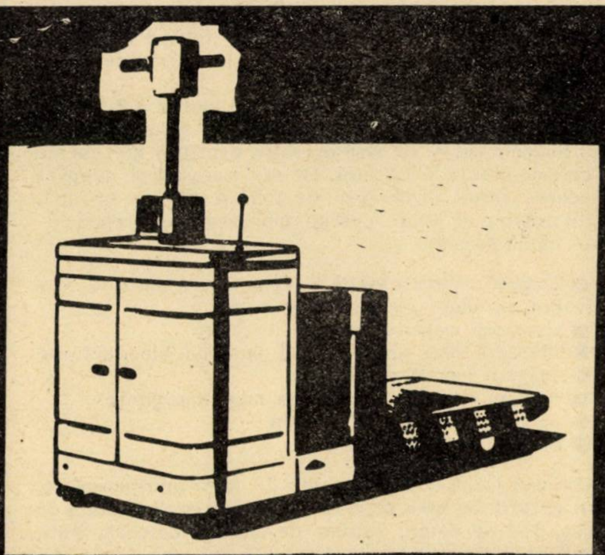
Telefon 1.18.50 și 1.18.51

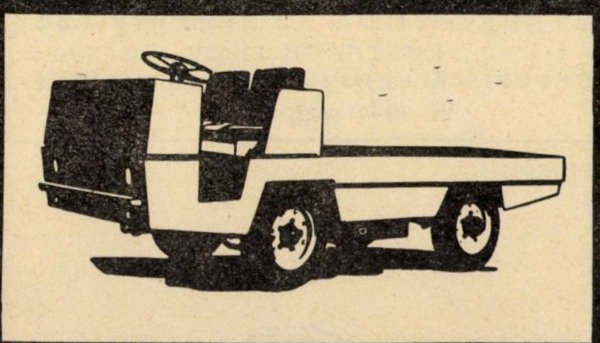
Telex 031259

- BUJII DE APRINDERE CU SCÎNTEIE
- BUJII CU FILAMENT INCANDESCENT
- POMPE DE UNGERE MANUALĂ DE DIFERITE TIPURI

Pentru informații tehnice detaliate adresați-vă uzinei, care vă poate pune la dispoziție prospecte în mod gratuit.





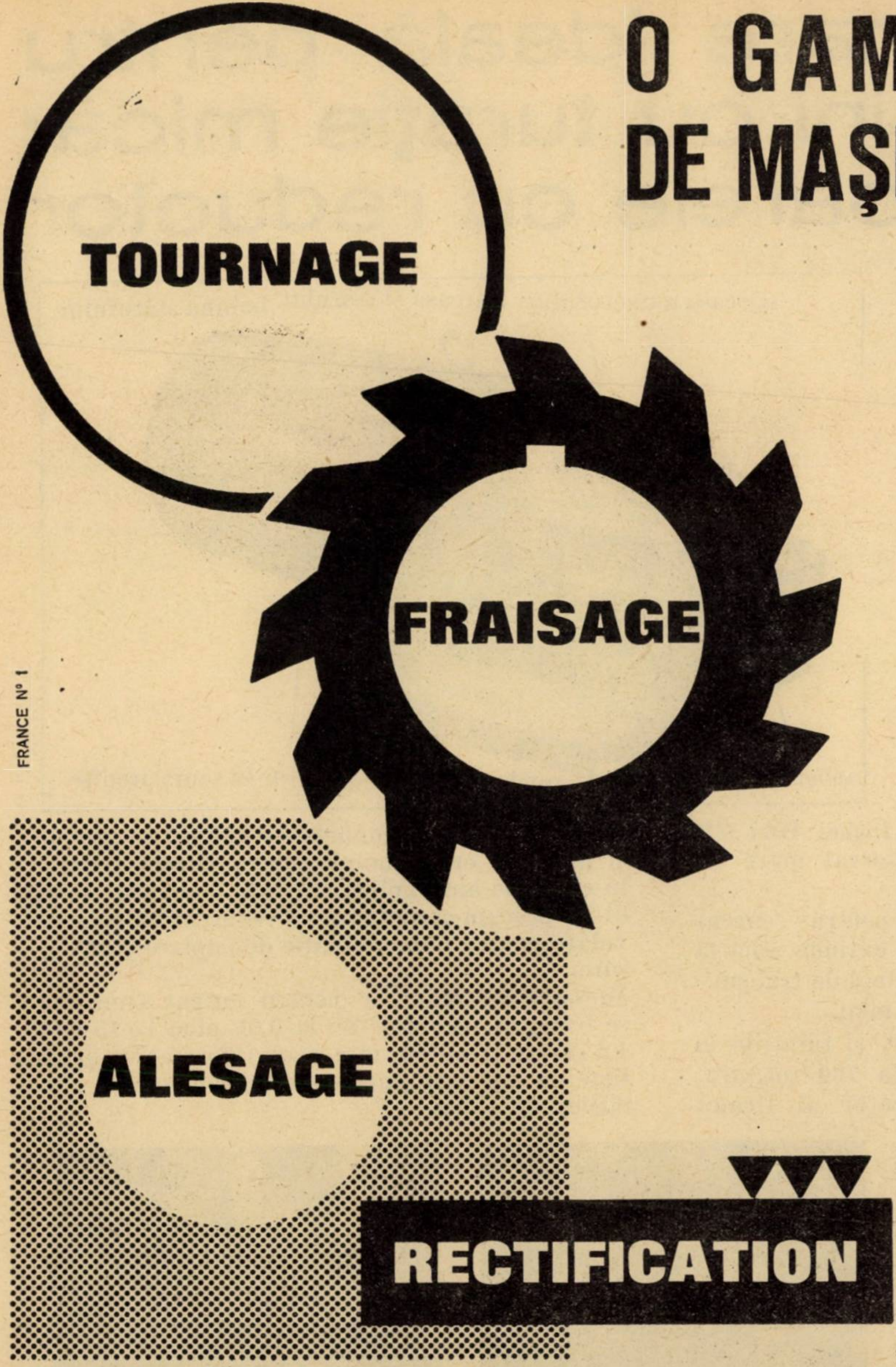


STABILITATE ŞI MANEVRABILITATE
DIMENSIUNI REDUSE
MANIPULARE UŞOARĂ ŞI SIGURĂ

Cărucioare elevatoare pentru înălțime de ridicare redusă cu sarcina nominală de la 630 pînă la 5000 kgf
Cărucioare electrice pentru transport cu o capacitate de încărcare de la 630 pînă la 3000 kgf
Pentru mașinile de fabricație BALKANCAR sînt asigurate serviciile și piesele de schimb
Informații detaliate și oferte:
BALKANCARIMPEX Sofia
Bulgaria

balkancar

O GAMĂ UNICĂ DE MAŞINI-UNELTE ADAPTATE PENTRU NEVOILE DVS.



FRANCE N° 1

Strunguri paralele cu comandă manuală sau ciclice
Strunguri cu copiere automată
Strunguri automate cu turelă
Strunguri semiautomate cu turelă
Strunguri verticale
Strunguri frontale
Strunguri cu cilindri
Freze
Freze-alezoare
Raboteze
Rectificatoare plane
Maşini de filetat

H. ERNAULT-SOMUA

7 USINES

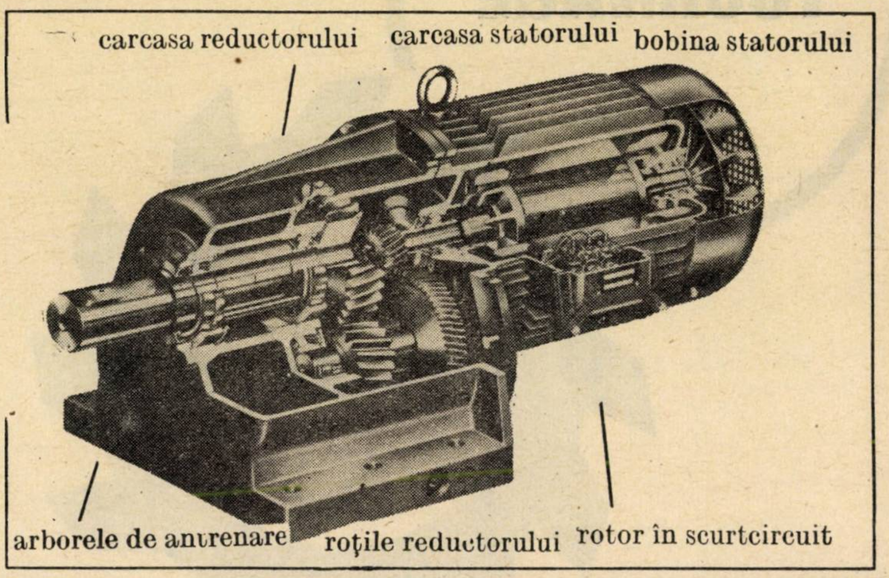
CHOLET (Maine-et-Loire)
LISIEUX (Calvados)
MONTZERON (Côte-d'or)
MOULINS (Allier)
PARIS (Seine)
St-DENIS (Seine)
St-ETIENNE (Loire)

Service Commercial de Vente :

AFMO ASSOCIATION FRANÇAISE DE CONSTRUCTEURS DE MACHINES-OUTILS
63, rue La Boëtie PARIS Tél.: 359.30-40 Télex: AFCMO 65132

PUBLICOM

O acţionare ideală pentru maşini cu turaţie mică: Motoarele cu reductor


carcasa reductorului
carcasa statorului
bobina statorului
arborele de antrenare
roţile reductorului
rotor în scurtcircuit

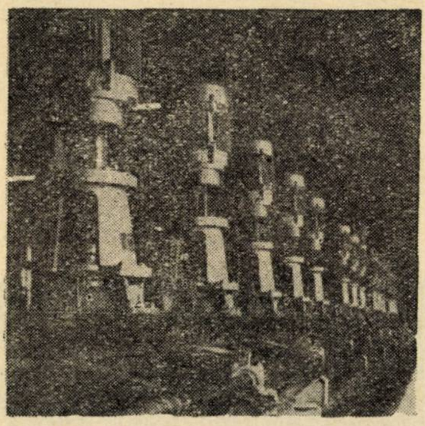
Programul de producţie al firmei BAUER este caracterizat printr-un interval mare de putere şi de turaţie.

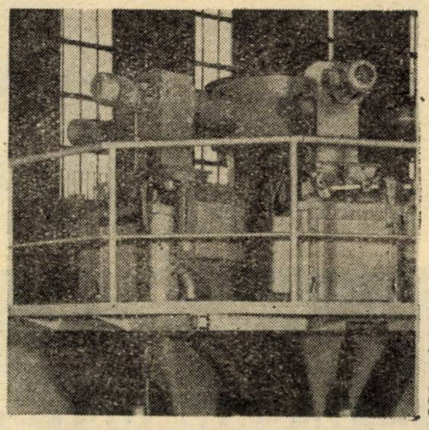
Seria motoarelor cu reductor pentru curent trifazic începe la 0,02 CP şi se extinde pînă la 75 CP, la un cuplu motor maximal de transmisie la arborele motor de 800 mkg.

La fel de convingătoare sînt şi turaţiile în trepte mici de la 0,25 pînă la 720 rot/min, oferite de programul cuprinzător al firmei BAUER. Pe lîngă modelele standard se produc şi motoare cu reductor pentru curent trifazic în execuţie antiexplozivă (Ex)e conform VDE 0171, precum şi motoare cu reductor cu cale de rulare pentru numere înalte de cuplare şi reversare.

Motoare cu reductor pentru curent continuu se livrează cu puteri de la 0,05 pînă la 15 CP.

La cerere trimitem materiale informative detaliate cu adresele reprezentanţelor uzinei şi unităţilor de „Service"





220 12/670

BAUER

Eberhard Bauer
D 73 Esslingen-Neckar
R. F. a Germaniei

În sistemele dumneavoastră de actionare folosiţi motoare cu reductoare

PUBLICOM

SZAKI KÖNYVTÁR ÉS
ÁCIÓS KÖZPONT
1983

CENTROZAP

ÎNTREPRINDERE
PENTRU COMERȚ EXTERIOR

centrozap

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia Poștală : 825
Telefon: 513 — 401
Telex: 31—416
Telegrame: Centrozap-Katowice

MAȘINĂ AGREGAT DE FORMAT MATRIȚE CU PIVOT ȘI ELEVATOR TIP FKT-108

pentru formarea de matrițe prin scuturare, comprimare și extragerea matrițelor din șablon cu suporturi care se ridică sau se rostogolesc.

Mașina este dotată cu o automatizare sigură

Dimensiunile maxime ale cutiei (măsurată în față)	1000×800 mm
înălțime	400 mm
Capacitatea portantă pentru ansamblul de scuturare la o presiune de 6 kg/cm^2	650 kg
Puterea de comprimare la 6 kg/cm^2	18 000 kg
Cursa formei de stripare	300 mm
Cursa de comprimare	300 mm
Frecvența vibrațiilor	600/min
Consumul minim de aer comprimat pentru un ciclu de formare	0,42 m^3
Greutatea mașinii	3700 kg

Fabricant: DOZAMET — NOWA SÓL

Exportator: CENTROZAP — KATOWICE

PUBLICOM

ÎNTREPRINDERE PRIN

GRUPUL AXEL JOHNSON

Avesta

STAINLESS

Inoxidabil

TABLE

Table laminate la cald pînă la lățimea de 2,5 m. Table placate. Table laminate la rece individual la lățimi de 2,0 m. Benzi laminate la rece cu lățimi pînă la 1,25 m. Table șlefuite. Table șlefuite pentru fabricarea laminatelor și a plăcilor fibrolemnoase.

BARE DE OȚEL

Oțel rotund, în patru colțuri, lat, cornier.

OȚEL TURNAT

Piese turnate grele pînă la 30 t. Piese turnate în serie cu formare mecanizată. Turnare de precizie.

PIESE FORJATE

În greutăți pînă la 12 t.

MATERIALE PENTRU SUDURĂ

Electrozi de sudură bazici și cu conținut de rutil. Electrozi de curent alternativ. Sîrme pentru procedeele de sudare MIG și TIG.

FUNDURI DE CAZANE

Presate la cald sau la rece. Diametre pînă la 3,6 m. Se pot presa dintr-o bucată.

ȚEVI

Țevi sudate, coturi, fitinguri.

VENTILE

Ventile de închidere, de întoarcere și speciale. Indicatoare de nivel pentru lichide.

PRODUSE FINITE

Produse din tablă, presate și sudate.

Alte produse

TITAN

Table, bare, țevi sudate, produse din tablă, presate și sudate.

RECIPIENTE FĂRĂ CUSĂTURĂ

Pentru gaze comprimate.

TABLE ALERGĂTOARE ȘI DE UZURĂ

Destinate fabricilor de plăci fibrolemnoase.

Oțelăriile Avesta sînt specializate în oțeluri rezistente la coroziune, de calitate superioară. Această uzină a fost una dintre primele producătoare de oțeluri inoxidabile din Europa și este încă una dintre cele mai mari producătoare.

Specializarea întreprinderii s-a consolidat în domeniul oțelurilor inoxidabile prin investiții noi. Noile mijloace cuprind laboratoare pentru cercetarea oțelurilor, cuptoare pentru elaborare de oțeluri, laminoare și ateliere noi de montaj.

Laminoarele sînt destinate în mod special pentru prelucrarea oțelurilor inoxidabile, iar produsele au o bună finisare a suprafeței și respectă toleranțe restrînse la grosime. Lățimea maximă a tablelor este 2,5 m la laminoarele la cald și 2,0 m la laminoarele la rece.

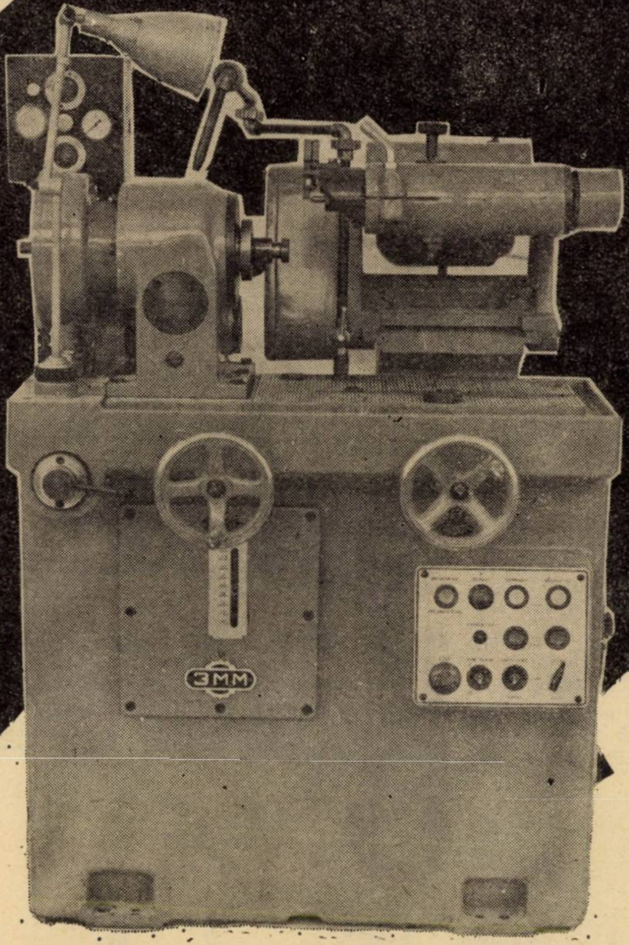
Majoritatea producției este formată din table groase, table subțiri și alte semifabricate, dar sortimentele produse cuprind și fabricate ca recipiente sub presiune (autoclave și reactoare) și rezervoare pentru chimicale. Se livrează sisteme tubulare complete și instalații tehnologice pentru industria chimică, care este în prezent unul dintre beneficiarii cei mai importanți ai întreprinderii.

Cu experiența ei de peste un secol în elaborarea oțelului, Avesta este întreprinderea cea mai veche în grupul Axel Johnson și a fost primul membru industrial al grupului.

AVESTA JERNVERKS AB — SWEDEN

Vînzarea în R.S.R. prin: A. Johnson & Co. HAB, 103 80 Stockholm 7, Suedia,
telefon 22 05 20 Adresa telegrafică: Johnson Telex: 17100

PUBLICOM



MACHINOEXPORT

Pentru întreprinderile dv. metalurgice, vă oferim:

MAȘINA DE ȘANFRENAT ZM-2

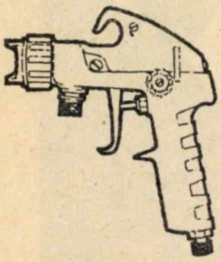
Această mașină este destinată pentru curățarea așchiilor și șanfrenarea profilului dinților angrenajelor. Ea servește pentru a prelucra angrenaje de diferite lățimi, grosimi și forme, și excelează prin înaltele sale calități tehnice și de exploatare:

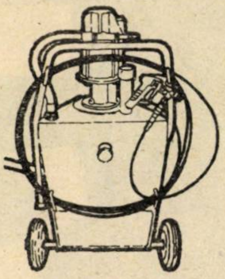
— diametrul angrenajului prelucrat	40—400 mm
— grosimea angrenajului prelucrat, pînă la	100 mm
— modulul dinților angrenajului prelucrat, pînă la	10 mm
— viteza lamei	4 000 rot/min
— greutatea	700 kg

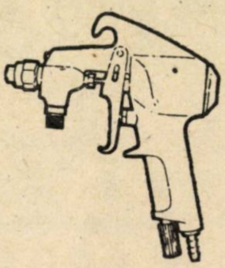
Exportator: „Machinoexport" S.R.L. Str. Aksakov 5, Sofia, Bulgaria
tel. : 88.53.21 — telex: 011 425 telegrame: Machinoexport — Sofia

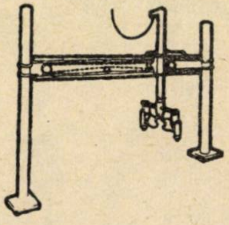
O gamă largă de echipament de finisare...
de la pistoale de stropit pînă la instalaţii automate

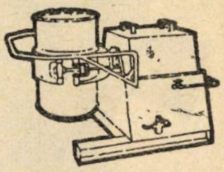
Atlas Copco are o vastă experienţă în domeniul proceselor de finisare : metode, aplicaţii, echipament. Firma Atlas Copco produce o gamă largă de echipament pentru instalaţii de diferite dimensiuni, foarte mici ca şi foarte mari. Oricare ar fi problemele care vă interesează — preparare, metode de aplicare, stropire la cald (cu echipament de înaltă presiune, convenţional sau electrostatic), cabine de stropit etc. Atlas Copco poate oferi o soluţie care să combine calitatea superioară a finisajului cu costuri generale scăzute. Produsele descrise mai jos sînt doar cîteva exemple ale gamei existente.

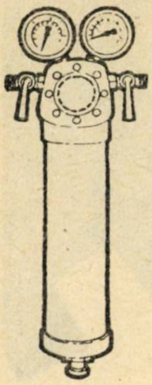

Pistolul de stropit Ecco 40 are o capacitate mai mare decit oricare altul.

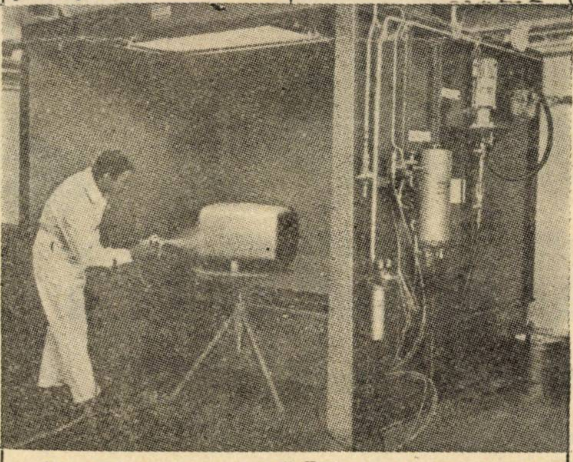

Agregatul de înaltă presiune Ecco-Hydric 6E cuprinde o pompă, un furtun aspirator, un filtru de aer, o supapă reductoare, un gresor pentru ceaţă de ulei, un manometru şi un pistol ~~pentru insufla~~t aerul.

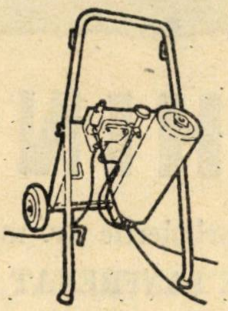

Ecco 300 : un nou pistol de înaltă presiune cu servocomandă, proiectat special pentru finisaje de înaltă calitate în industrie.

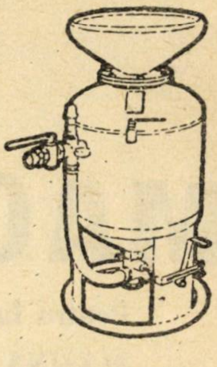

Ecco-Matic, maşină automată de vopsire prin stropire, pentru vopsit convenţional, de înaltă presiune sau electrostatic.


Agitator cu tobă Ecco-Rotic (pentru tobe de 200 litri) permite ajustarea vitezei de rotaţie.


Purificator de aer LR 500R cu supapă reductoare, pentru presiuni de lucru de pînă la 14 kgf/cm².


Cabinele de stropit Atlas Copco de tipurile CVB şi CVS măresc randamentul, înlătură riscurile de incendiu şi protejează sănătatea lucrătorilor, Un colector venturi brevetat distruge ceaţa de vopsea şi curăţă aerul evacuat pînă la 99,8%.


Încălzitorul de vopsea H3D pentru stropire la cald asigură un finisaj de înaltă calitate.


Agregatul de curăţat prin insuflare B4A permite ajustarea perfectă a debitului de abraziv. Capacitate optimă — pentru insuflarea economică a aerului.

Gama de echipament industrial Atlas Copco cuprinde : compresoare, dispozitive cu aer, echipament de stropire şi insuflare, accesorii.

Atlas Copco

Stockholm, Suedia

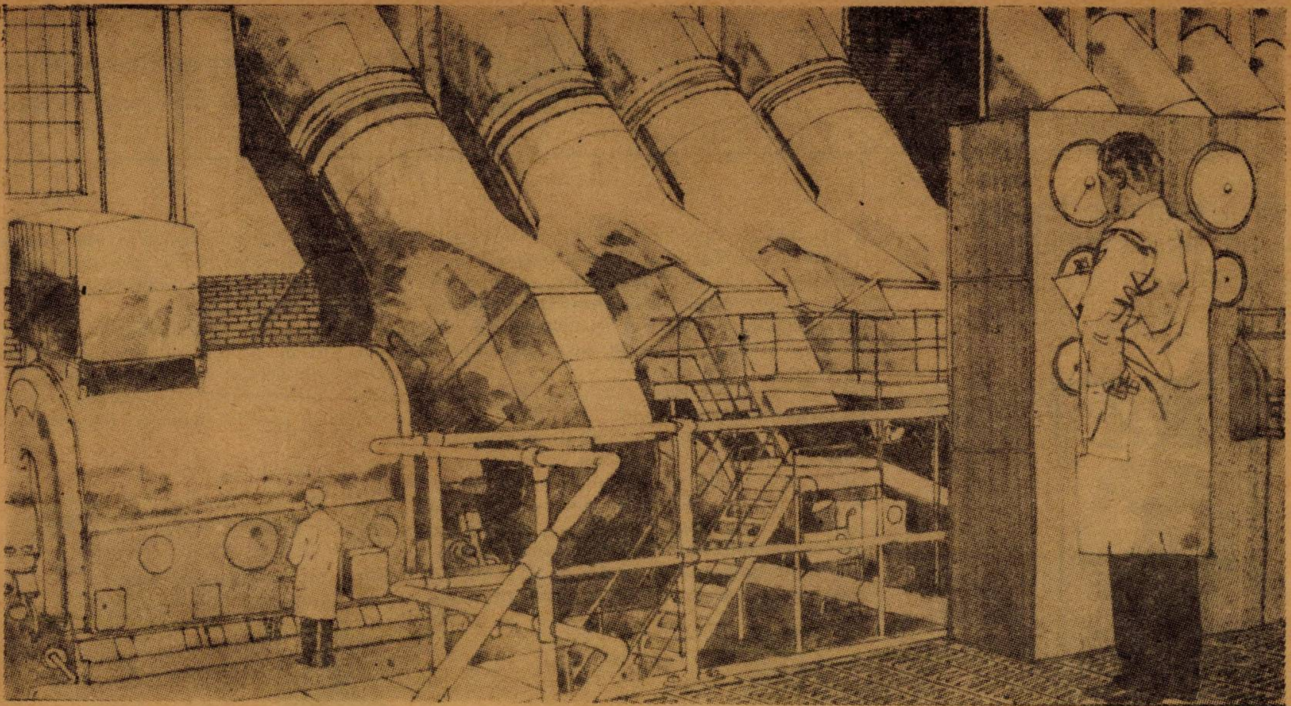
Vînzări şi servicii în peste 100 de ţări.

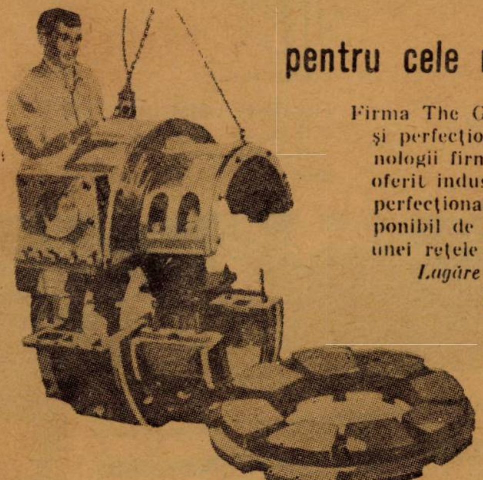
Folosiţi acest cupon pentru a obţine informaţii suplimentare.

Atlas Copco AB, S—105 23 Stockholm, Suedia.

Vă rugăm să ne trimiteţi informaţii suplimentare cu privire la echipamentul dv. de finisare.

Numele ....
Funcţia ....
Adresa ....

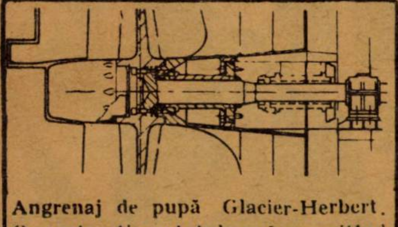




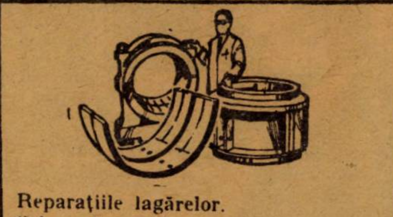
pentru cele mai avansate concepţii din momentul de faţă...

Firma The Glacier Metal Company se află la loc de frunte în domeniul proiectării şi perfecţionării de rulmenţi. Cercetări neîncetate o menţin pe această poziţie. Tehnologii firmei Glacier, explorînd problemele de viitor în domeniul rulmenţilor, au oferit industriei mondiale o gamă întinsă de concepţii şi materiale noi. Produsele perfecţionate în laboratoarele Glacier alcătuiesc cel mai cuprinzător sortiment disponibil de rulmenţi şi sînt fabricate şi desfăcute pe pieţele mondiale cu ajutorul unei reţele de peste 130 firme care le manufacturează sub licenţă, sucursale şi agenţii.

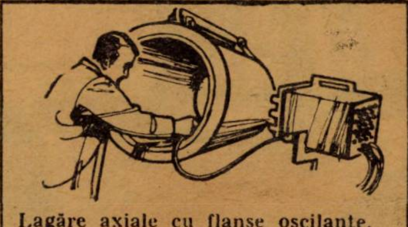
Lagăre axiale cu flanşe oscilante. O gamă cuprinzătoare de lagăre axiale este posibilă datorită standardizării construcţiei flanşelor. O gamă întinsă de flanşe standard sînt păstrate în depozit pentru a corespunde numeroaselor combinaţii de dimensiuni de segmenţi şi capacităţi portante. În consecinţă, livrarea iniţială a lagărelor se face mai repede, iar reparaţiile şi înlocuirile se efectuează cu mai mare uşurinţă. Aproape toate garniturile pentru generatoarele cu turbine cu gaz de vîrf din Marea Britanie sînt prevăzute cu lagăre axiale şi lagăre fus Glacier.



Angrenaj de pupă Glacier-Herbert. O construcţie cu totul nouă, permiţînd înlocuirea sau controlul bucşelor şi dispozitivelor de etanşare ale ţevilor din pupă fără ca vaporul să fie adus în doc uscat.
(Prospectul Glacier-Herbert)



Reparaţiile lagărelor.
Cel mai rapid serviciu posibil de reparaţii de urgenţă pentru industrie şi societăţile de navigaţie maritimă, reducînd timpul staţionării neproductive la minimum. Calitate superioară şi mare siguranţă în funcţionare.
(Manualul Proiectantului nr. 8)



Lagăre axiale cu flanşe oscilante.
Lagăre axiale de mare performanţă pentru aplicaţii marine şi industriale. Flanşele de construcţie tip permit livrarea, reparaţiile şi înlocuirea în mod mai rapid. Flanşe de schimb sînt livrate din depozit.
(Manualul Proiectantului nr. 8)

...cele mai avansate lagăre din momentul de faţă

GLACIER

1967

Manualele Proiectanţilor sînt disponibile la cerere. Adresaţi-vă firmei :

THE GLACIER METAL COMPANY LIMITED ALPERTON · WEMBLEY · MIDDLESEX de asemenea la MANCHESTER · GLASGOW · JARROW

THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

L_K = Tehnica aerării şi frigului satisface cele mai mari exigenţe

---

Acest depozit frigorific, cu un singur nivel, din Kairo, împreună cu instalaţia lui frigorifică, şi-a dovedit eficacitatea în aceeaşi măsură ca şi celelalte 17 depozite frigorifice pe care noi le-am proiectat în ultimul timp în colaborare cu specialiştii egipteni pentru condiţiile locale şi le-am montat în Republica Arabă Unită.

Din motive bine întemeiate, experţii de pe malul Nilului au ales oferta noastră, deoarece noi livrăm de mai bine de o jumătate de secol, instalaţii frigorifice de mare capacitate economică, în toate ţările din lume. Astfel, de exemplu, una dintre cele mai importante instalaţii frigorifice din Asia, cu care a fost dotat recent cel mai mare combinat de prelucrare a cărnii din R. P. Mongolă, provine tot de la firma noastră, întocmai ca şi instalaţiile frigorifice ale depozitelor cu unul sau mai multe niveluri, construite în ultimul timp în multe ţări ale Europei şi peste ocean.

Solicitaţi-ne informaţii detaliate.

Noi putem prelua sarcinile Dv., experţii noştri elaborează soluţii optimale şi în felul acesta puteţi obţine ceea ce vă interesează: instalaţii pentru depozite frigorifice şi refrigerente.

Vă rugăm să ne scrieţi.

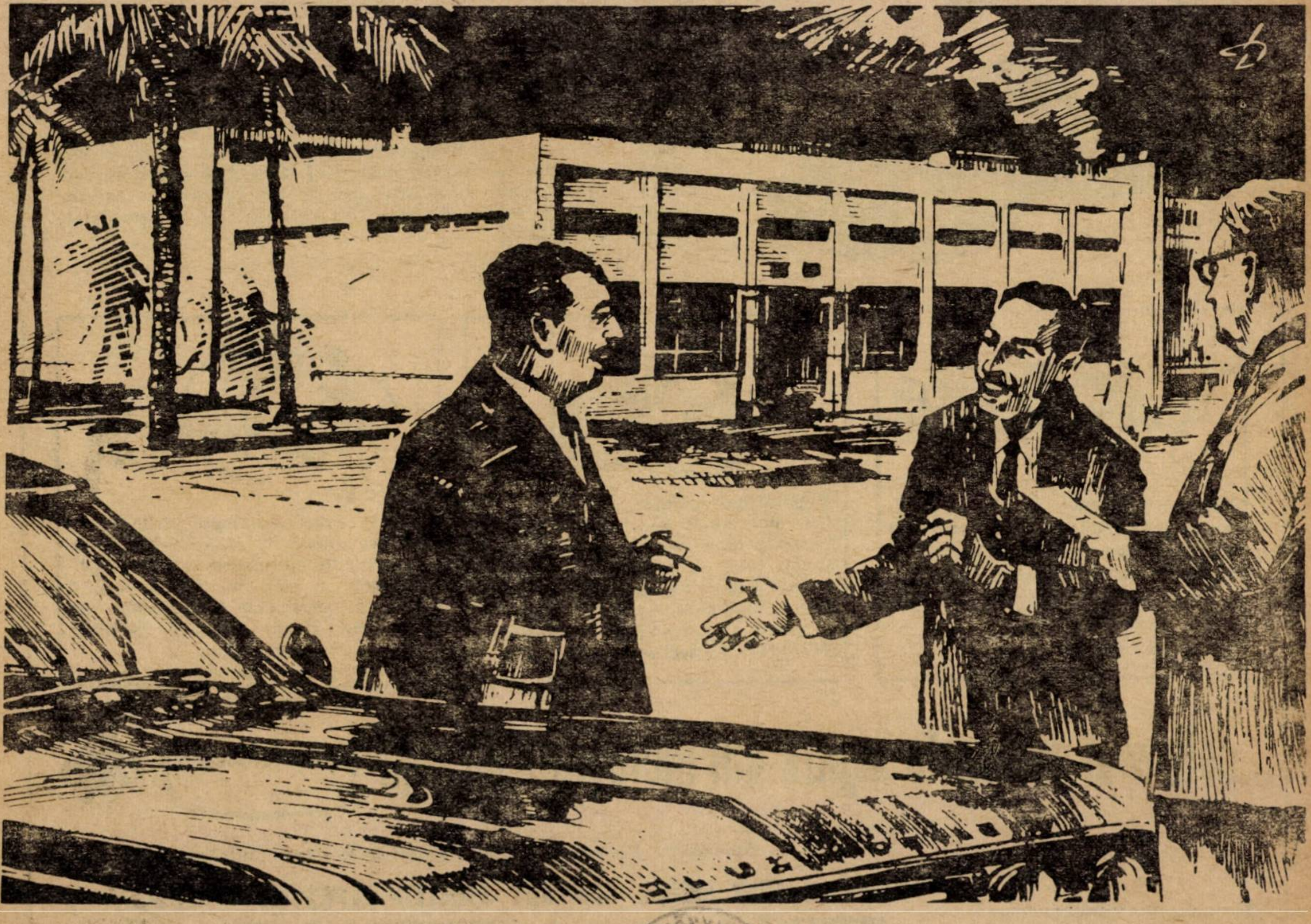
Informaţii puteţi obţine şi prin:
Ambasada R.D.G. din R.S. România
H P A T K B TC, Dl Kontek
Bucureşti — Drumul Taberei,
Str. Compozitorilor 30, scara 7

XX
DDR

MAR 5

VEB Maschinenfabrik Halle
D.D.R. 402 Halle/Saale
Leninallee, 72
Republica Democrată Germană

Exportator:
TECHNOCOMMERZ GmbH
D.D.R. 108 Berlin
Mittelstrasse, 25
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ



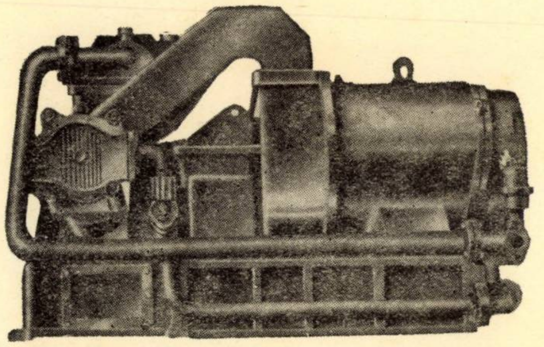
MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

Timpuri Noi

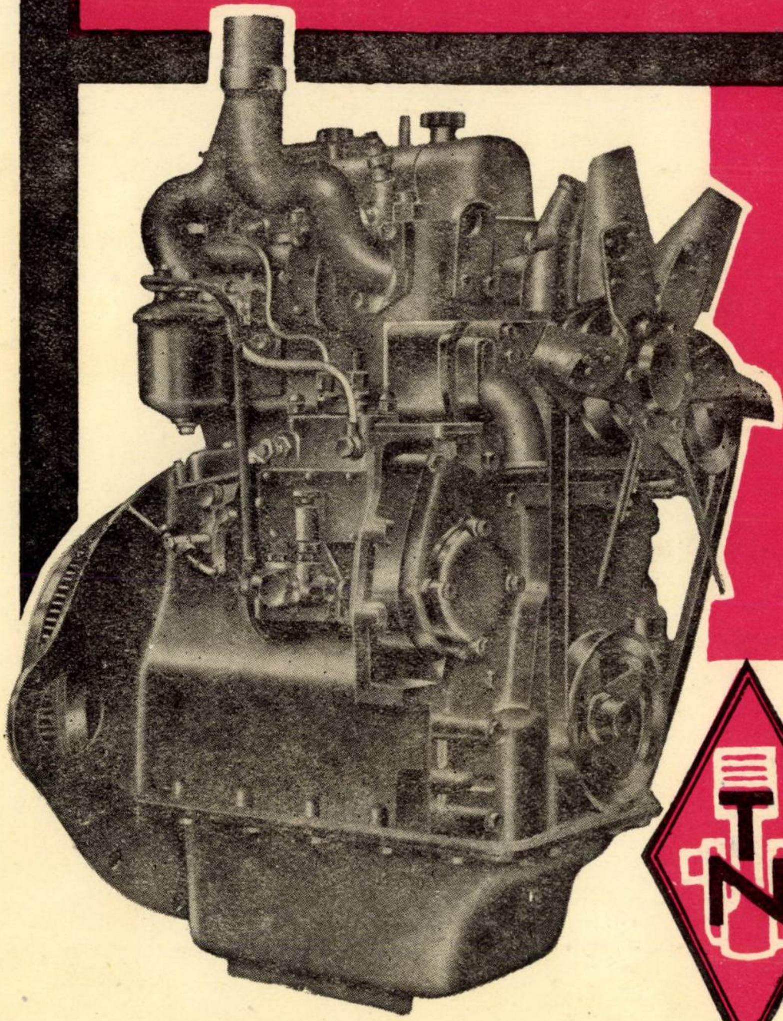
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
București
Tel. 31.51.02

E 32174

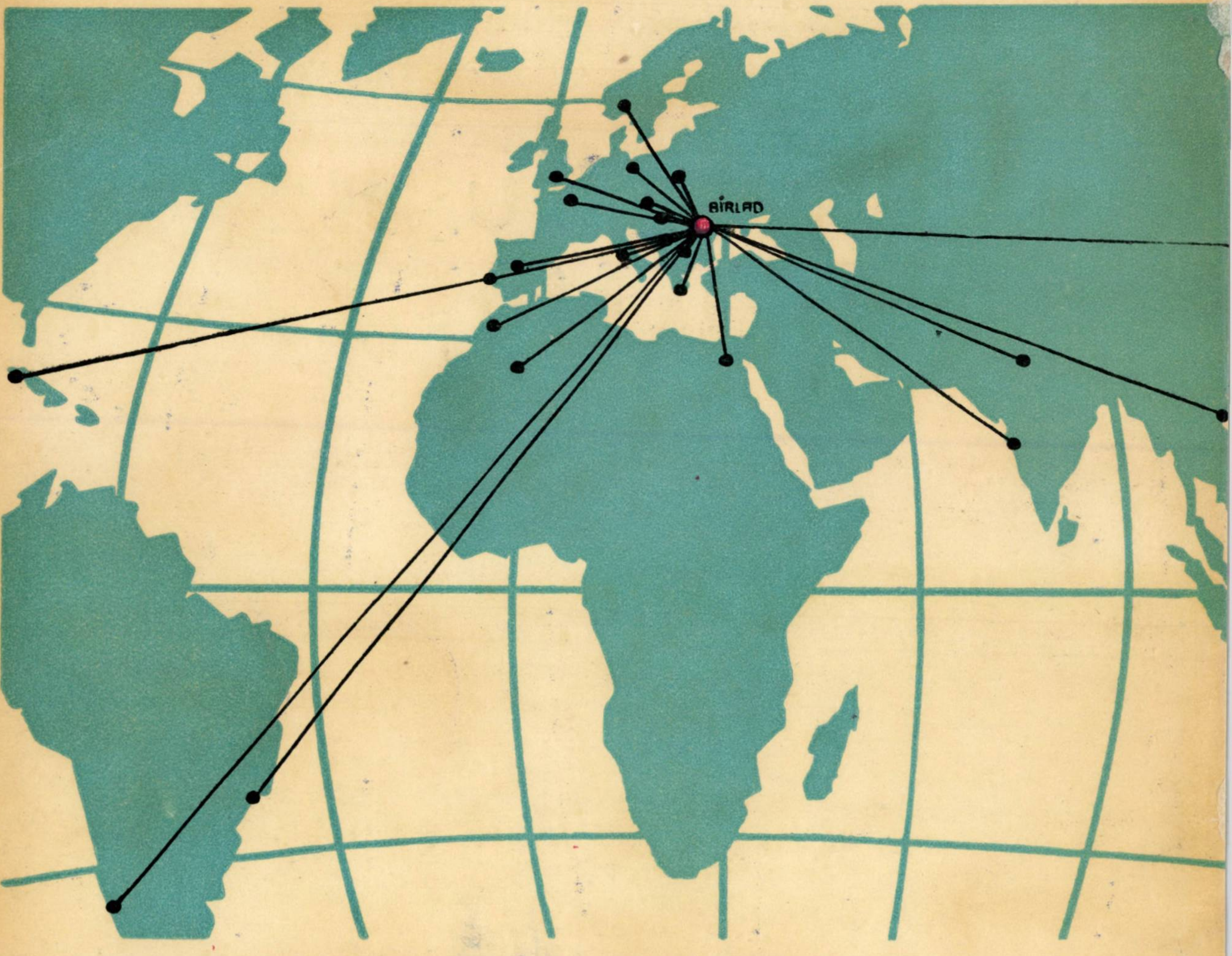
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

12

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXI • Nr. 12 • DECEMBRIE 1969

C2
b2

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri :*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenti pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

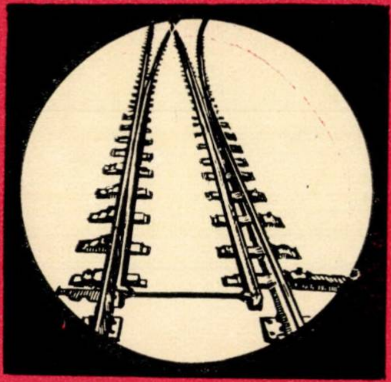
produce autocamioane „Carpaţi" de 3 t, autocamioane „Bucegi" de 5 t, autotractoare pentru semiremorci de 13 t, precum şi autoşasiuri pentru:

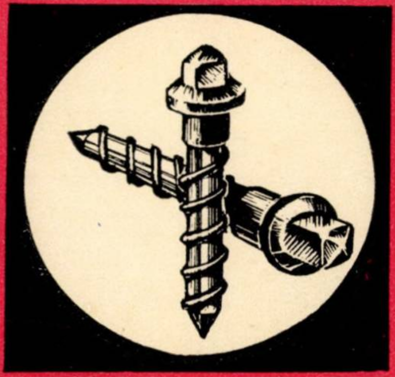
- AUTOBASCULANTE
- AUTOMACARALE
- AUTOTELESCOAPE
- AUTOFURGOANE
- AUTOFURGOANE IZOTERMICE
- AUTOATELIERE
- AUTOSTROPITORI
- AUTOGUNOIERE
- AUTOVIDANJOARE
- AUTOCISTERNE PENTRU LAPTE
- AUTOCISTERNE PENTRU COMBUSTIBIL

Uzina de Autocamioane Braşov • Str. Poienelor nr. 5 • tel. 2.02.20, 2.03.24
Reprezentanţi pentru străinătate: „Autotractor" Bucureşti • Str. Lipscani nr. 19

UZINA MECANICA BUZAU

Str. Şantierului nr. 39 — Buzău





execută şi livrează:

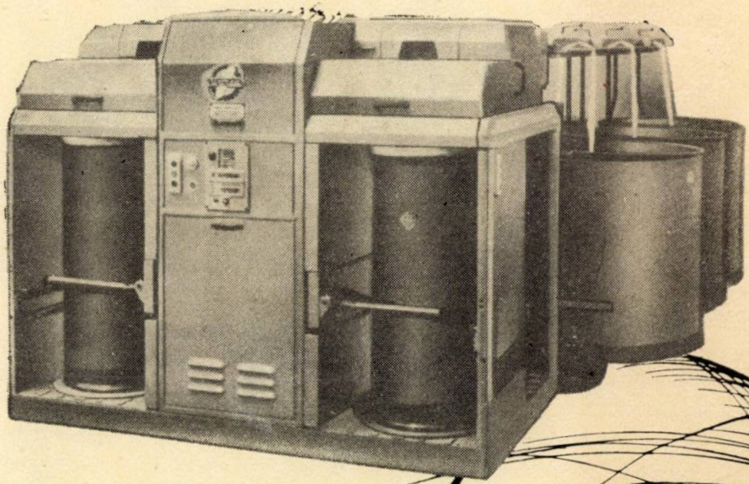
- aparate de cale tip 40 şi 49
- aparate de cale ecartament îngust
- tirfoane şi cleme elastice contra fugirii şinelor
- saboţi opritori pentru vagoane de cale ferată
- maşini de tăiat şi găurit şine acţionate manual
- utilaje de stins incendii:
  - stingător transportabil cu spumă chimică C 90 şi C 180
  - stingător transportabil cu praf şi bioxid de carbon tip P 125
  - stingător portabil cu zăpadă carbonică G 3 şi G 6
- silozuri de ciment de 25 t şi 81 t capacitate
- cuve pentru transformatoare
- conducte pentru irigaţii
- rezervoare metalice pentru combustibil lichid de diferite forme şi capacităţi

APCAROM

E 3279

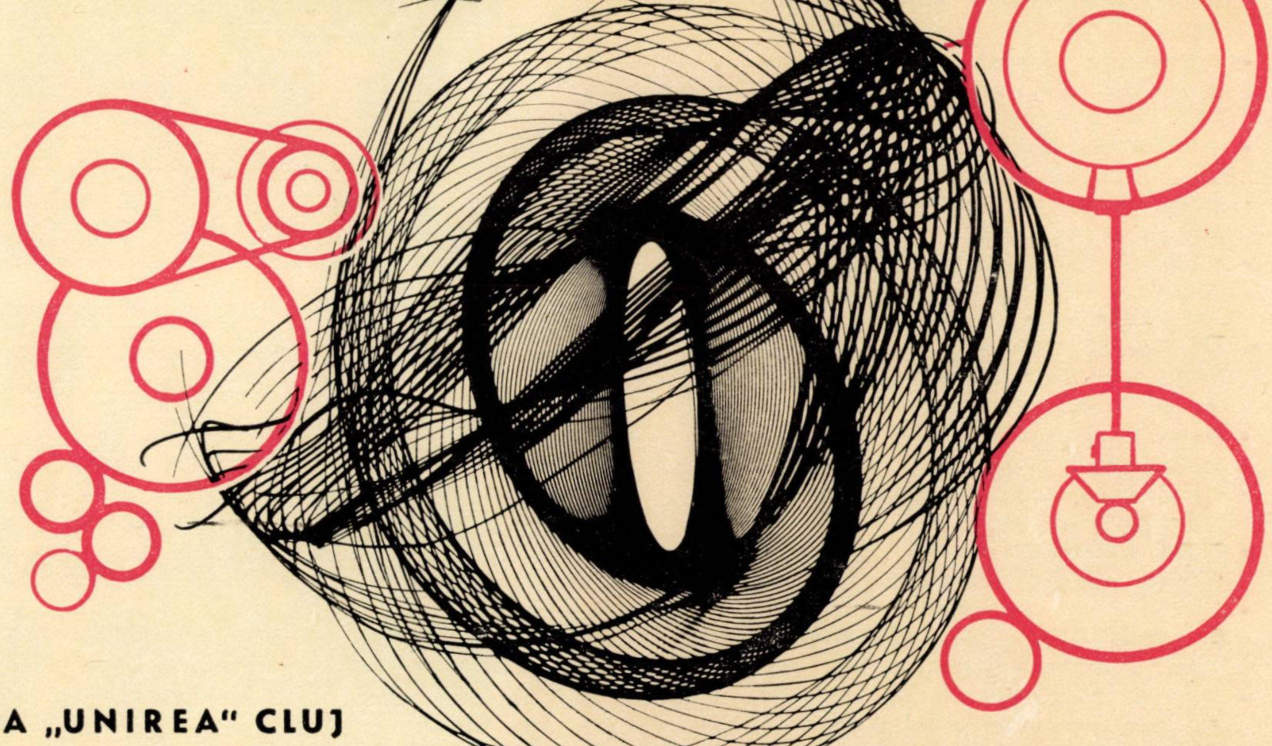
UZINA UNIREA CLUJ

Piaţa 1 Mai, 2 — Cluj



LAMINORUL DE BUMBAC TIP LB
fabricat după licenţă INGOLSTADT

Este prevăzut cu 2 capete de debitare şi are viteza de debitare de maximum 350 m/min.



UZINA „UNIREA" CLUJ

fabrică pentru piaţa internă şi externă:

- Maşini de filat lînă pieptănată
- Maşini de filat bumbac cardat şi pieptănat
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Maşini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardat sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- Diferite piese de schimb

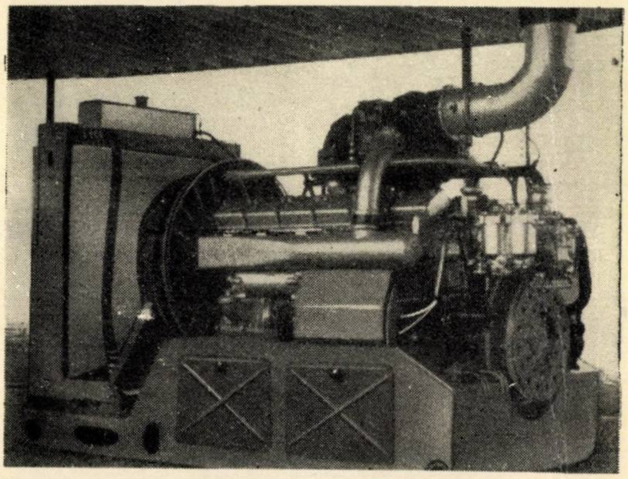
Unirea

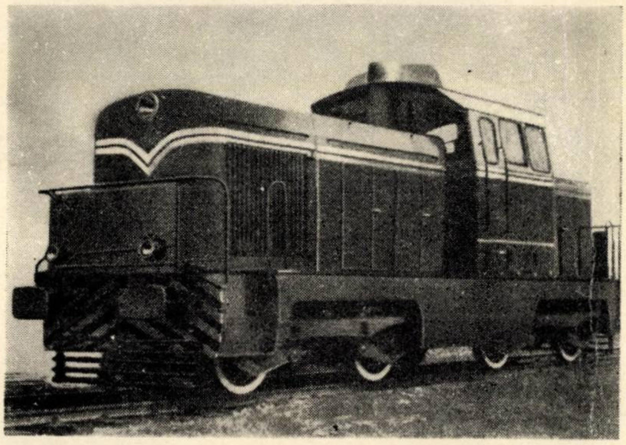
FAUR

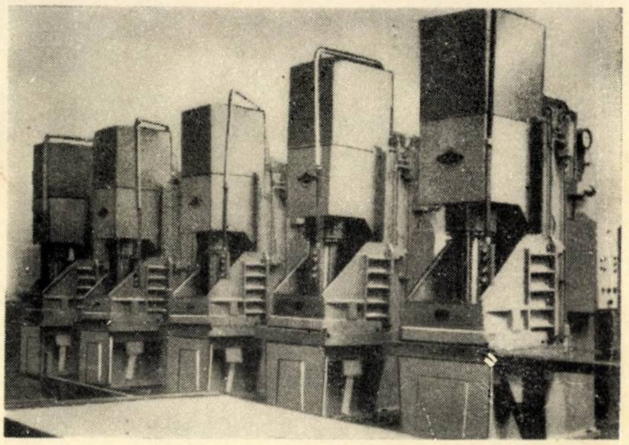
UZINA 23 AUGUST

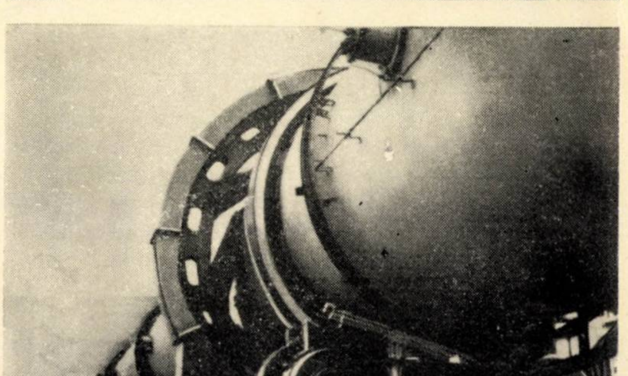
execută și livrează

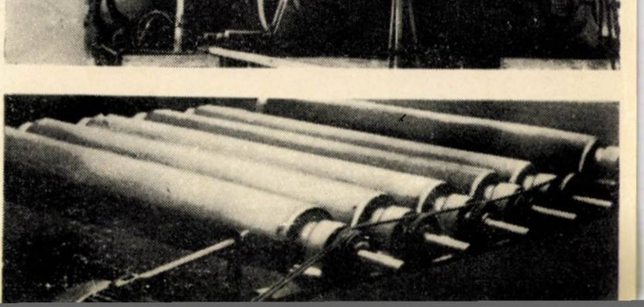
- Locomotive Diesel hidraulice de 150–250 CP, ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm și ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesl hidraulice de 700 CP și 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- Echipamente de frînă pentru locomotive și vagoane.
- Motoare Diesel cu 6 cilindri de 200—550 CP și 12 cilindri de 400—1200 CP.
- Grupuri de foraj și pompare, cu și fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350–860 CP.
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6–18 kgf/cm^2.
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operații tehnologice.
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 și 8 cilindri opuși, cu puteri pînă la 6000 CP și presiuni pînă la 450 ata.
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed și uscat.
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, șubăr, mașini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc).
- Utilaje pentru oțelării.
- Utilaj pentru laminoare (căi cu role acționate individual sau în grup, opritoare, trolii, paturi de răcire, laminoare de țevi).
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4, și 5 t/șarjă și cu gaze, vagonete etc).
- Bare de oțel rapid și blocuri din oțel aliat de scule.
- Piese brut turnate din oțel pînă la 30 t/buc. și din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



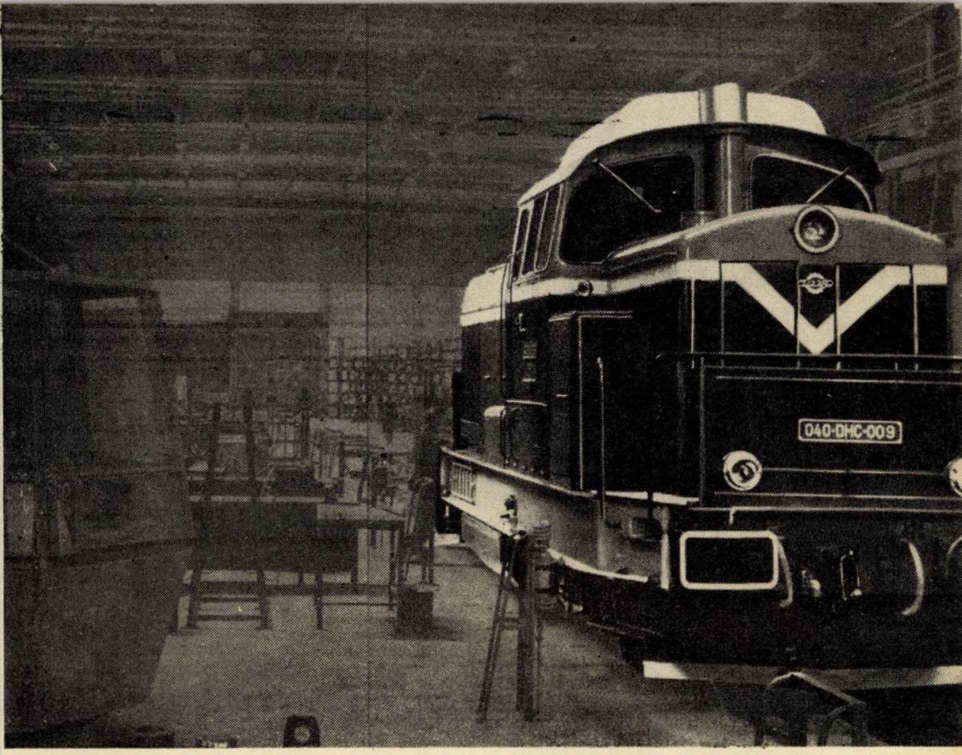








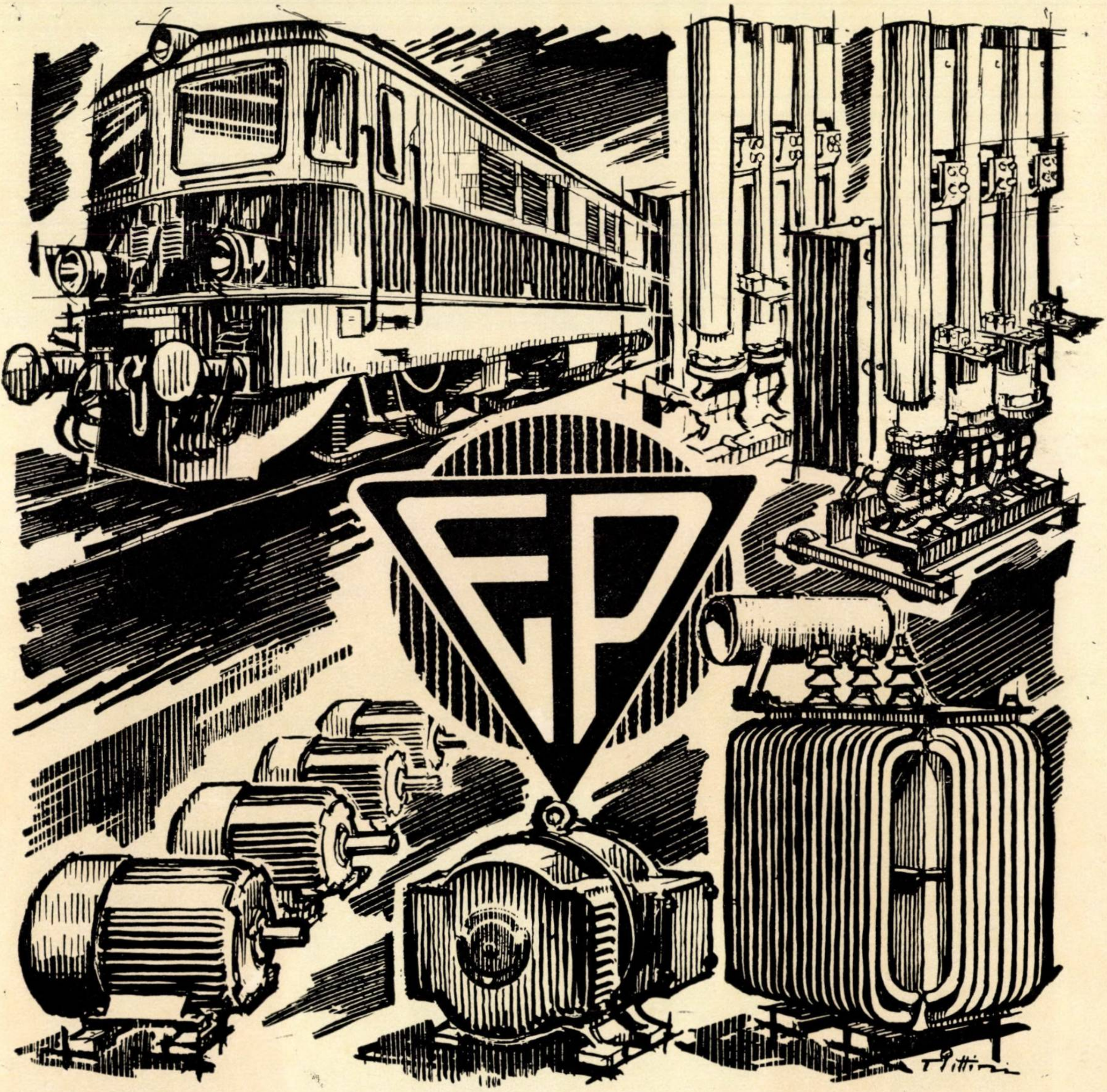
Bd. Muncii, 256 — Tel. 21.60.30



UZINA 23 AUGUST

BUCURESTI

UZINA ELECTROPUTERE CRAIOVA

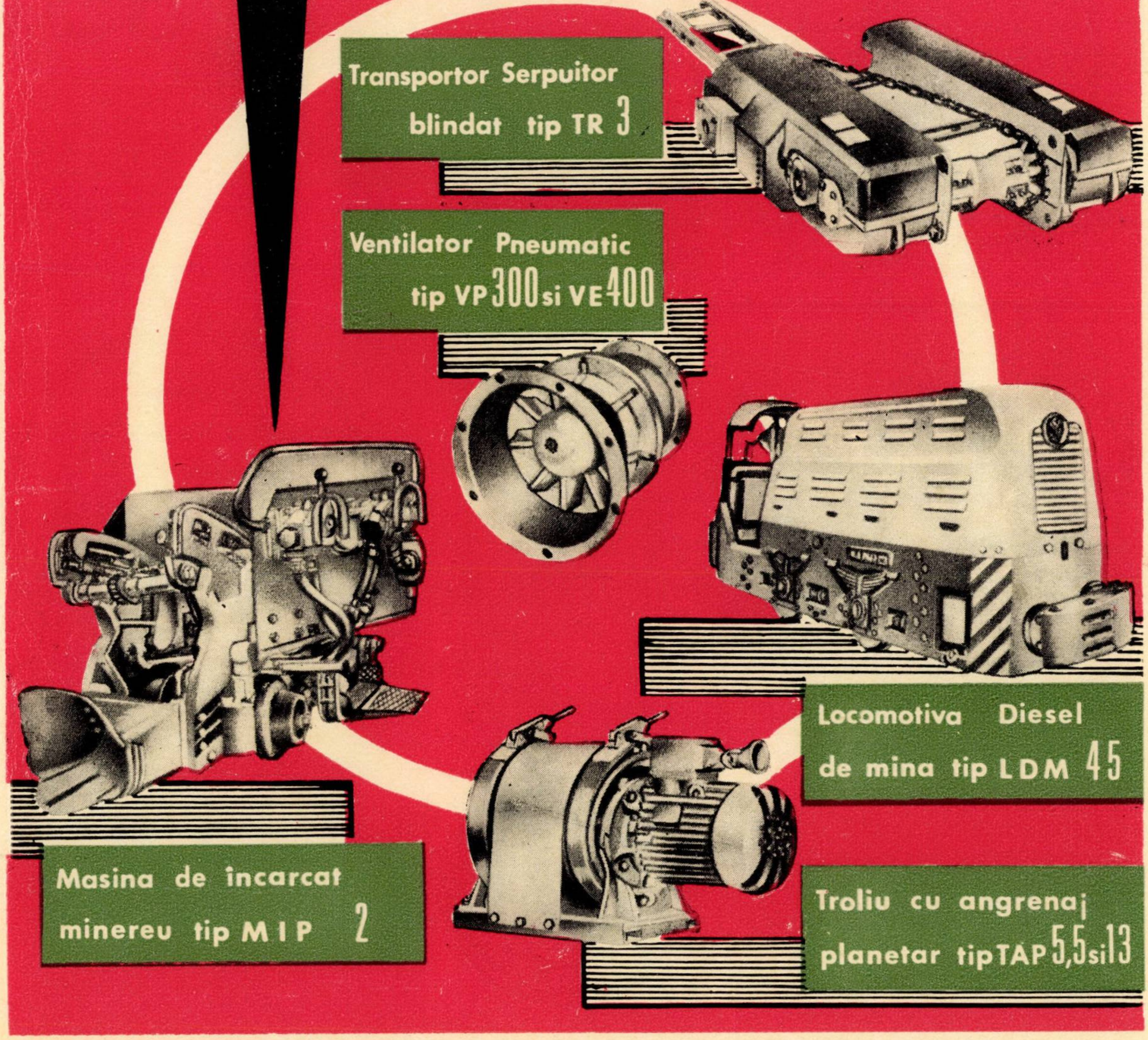


EXECUTĂ PE BAZĂ DE COMENZI FERME:

- Locomotive electrice şi diesel-electrice.
- Maşini electrice rotative cu puteri pînă la 1600 kW.
- Transformatoare de putere şi autotransformatoare pentru tensiuni pînă la 220 kV inclusiv.
- Aparataj electric de medie şi înaltă tensiune pînă la 220 kV inclusiv.
- Produsele au performanţe tehnice ridicate, dimensiuni şi greutăţi reduse, sînt de calitate superioară şi prezintă siguranţă în exploatare.
- Pentru amănunte solicitaţi uzinei prospecte şi cataloage, în care puteţi găsi date privind caracteristicile tehnice, preţurile şi condiţiile de livrare.

CALEA BUCUREŞTI Nr. 262 — CRAIOVA

Uzina UNIO Satu-Mare
Str. Uzinei nr. 35
tel. 1801-2 telex. 8312



Transportor Serpuitor blindat tip TR 3

Ventilator Pneumatic tip VP 300 si VE 400

Locomotiva Diesel de mina tip LDM 45

Masina de încarcat minereu tip MIP 2

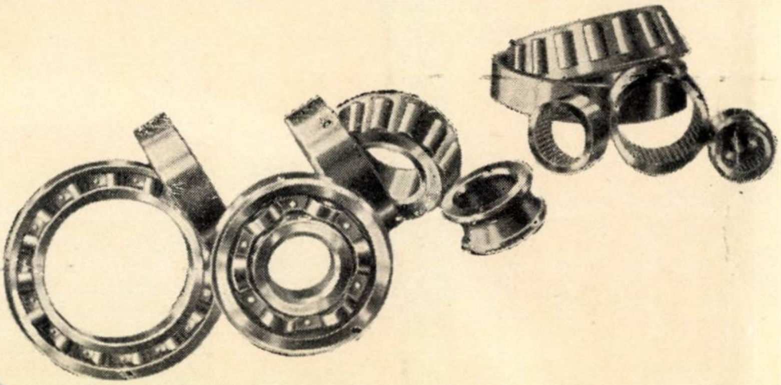
Troliu cu angrenaj planetar tip TAP 5,5 si 13

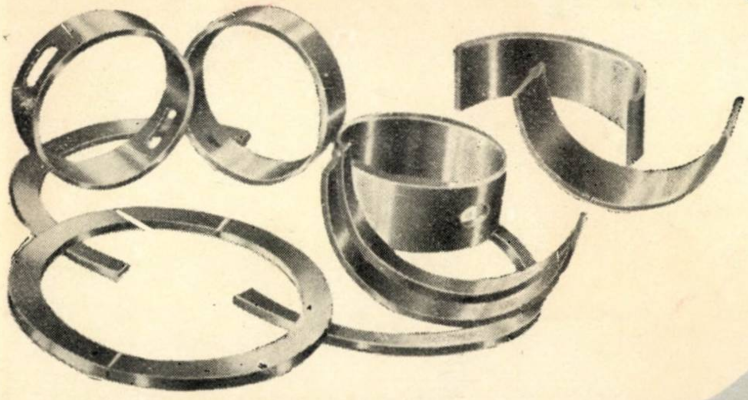
uzina
RULMENTUL
brașov

URB, dotată cu utilaj modern și cu personal de înaltă calificare, execută rulmenți în condiții tehnice excepționale.

Uzina are o capacitate mare de producție, care asigură livrarea rapidă a rulmenților de diferite tipo-dimensiuni:

- Rulmenți radiali cu bile
- Rulmenți cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cuplaje cardanice
- Rulmenți cu role cilindrice pe două rînduri
- Bile
- Role ace
- Oțel de calitate superioară
- Precizie înaltă
- Funcționare ireproșabilă





Uzina produce în aceleași condiții și:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbori cu came, din tablă de oțel placat cu material antifricțiune AlSn.

URB

Uzina „RULMENTUL“ Brașov
Str. 13 Decembrie nr. 96

Telefon 2.06.41 — telex 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXI, DECEMBRIE, Nr. 12, 1969

CUPRINS

BUCȘA, I.:	Considerații privind producția unitară a angrenajelor melcate cilindrice	709 ✓
CRIȘAN, I.:	Coordonate pentru orientarea cercetării în industrie	715 ✓
CÎMPIAN, V.:	Influența diferiților parametri asupra calităților dinamice în regim de funcționare nestaționar a autobuzului TV-20 UE.	724
OPREA, N. HOVNANIAN, Vl. și MERIȘAN, I.:	Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuși în W pentru locomotiva electrică de 5 100 kW	728
PRIDVORNIC, M.:	Stadiul actual și perspectivele fabricației de mașini de presare-forjare în Republica Socialistă România.	733
RĂDULESCU, C.:	Asupra preciziei transmisiei bicardanice sincrone.	736
RĂDULESCU, O.:	Aspecte ale exploatării raționale a mașinilor.	742
ROMANIȚĂ, M.:	Studiul capacității portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică	746
SONTEA, S.:	Metodă de determinare a fisurabilității la îmbinările sudate din aluminiu.	749
TACHE, V. BRĂGARU, A. și UNGUREANU, I.:	Unele considerente cu privire la erorile de indexare.	753
URSU, N. și TOMUȚA FLOARE ILEANA:	O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii ale sistemelor vibratorii liniare cu ajutorul numerelor duale.	758

DOCUMENTARE 761

RECENZII 765

REVISTA REVISTELOR 766

INDEX ALFABETIC 769

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.833.38

Bucşa, I. : **Consideraţii privind producţia unitară a angrenajelor melcate cilindrice**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 709–714

CZ 62.069.8

Crişan, I. : **Coordonate pentru orientarea cercetării în industrie**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, 715 – 723

CZ 629.114.5.001.5

Cîmpian, V. : **Influenţa diferiţilor parametri asupra calităţilor dinamice în regim de funcţionare nestaţionar a autobuzului TV – 20 UE**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 724–727

CZ 621.335:621.51–71

Oprea. N., Hovnanian. Vl. şi *Merişanu, I.* : **Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuşi în W pentru locomotiva electrică de 5100 kW.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 728–732

CZ 621.975(09)

Pridvornic, M.: **Stadiul actual şi perspectivele fabricaţiei de maşini de presare-forjare în Republica Socialistă România.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 733–735

CZ 621–241

Rădulescu, C. : **Asupra preciziei transmisiei bicardanice sincrone**

Construcţia de maşini 21(1969), nr. 12, p. 736–741

CZ 621.004

Rădulescu. O. : **Aspecte ale exploatării raţionale a maşinilor.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 742–745

621–231.323

Romaniţă, M. : **Studiul capacităţii portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 746–748

CZ 669.71 : 621.791.011

Şontea. S. **Metodă de determinare a fisurabilităţii la îmbinările sudate din aluminiu.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 749–752

CZ 621–2 :001.815

Tache, V., Brăgaru, A. şi *Ungureanu, I.* : **Unele considerente cu privire la erorile de indexare.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 753–757

CZ 621–231.2 :621–752

Ursu, N. şi Tomuţa Floare Ileana : **O nouă metodă pentru determinarea pulsaţiilor proprii ale sistemelor vibratorii liniare cu ajutorul numerelor duale.**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 758–760

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor şef : 14.90.27 ; Redacţia : Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 16.21.70/173. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3933.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/10275/1968.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.38

Букша, И.: **Об унитарной продукции цилиндрических червячных передач.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 709–714

ДК 62 : 069.8

Кришан, И.: **Координаты для ориентации исследования в промышленности.**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 715–723

ДК 629.114.5.001.5

Кымпиан, В.: **Влияние различных параметров на динамические свойства в нестационарном рефиме работы автобуса ТВ—20 УЕ**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 724–727

ДК 621.335 : 621.51–71

Опря Н., Ховнаньян, Вл., Меришану, И.: **Экспериментальное исследование охлаждения компрессора с цилиндрами, расположенными W-образно для электровоза в 5 100 квт**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 728–732

ДК 621.975 (09)

Придворник, М.: **Актуальная стадия и перспективы производства прессовочно-ковочных машин в Румынии**

Construcţia de Maşini, 21 (1969) №. 12, стр. 733–735

ДК 621–241

Рэдулеску, К.: **О точности бикарданной синхронной передачи**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 736–741

ДК 621.004

Рэдулеску, О.: **Аспекты рациональной эсплуатации машин**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 742–745

ДК 621–231.323

Романица, М.: **Исследование несущей способности направляющих механизмов с гидростатической смазкой**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 746–748

ДК 669.71 : 621.791.011

Шонтя, С.: **Метод определения трещинообразования при алюминиевом сварном соединении**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 749–752

ДК 621–2 : 001.825

Таке, В., Брэгару, А. и *Унгуряну, И.:* **К вопросу погрешностей указателя**

Construcţia de Maşini, 21 (1969), №. 12, стр. 753–757

ДК 621–231.2 : 621–752

Урсу, Н. и *Томуца Флоаре Иляна*: **Новый метод определения собственной пульсации систем при помощи двойственных чисел**

Construcţia de Maşini, 21 (1969(, №. 12, стр. 758–760

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.833.38.

Bucşa, I. : **Erwägungen in bezug auf die einheitliche Produktion der Schneckenradübersetzungen mit Stirnzahnung**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 12, S. 709–714

DK 62:069.8

Crişan, I. : **Ausrichtungskoordinate für die Forschung in der Industrie**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 12, S. 715–723

DK 629.114.5.001.5

Cîmpian, V. : **Einfluss der verschiedenen Parameter auf die dynamischen Eigenschaften des Omnibusses TV-20 UE unter nichtstationären Betriebsbedingungen**

Construcţia de Maşini 21 (1969). H. 12, S. 724–727

DK 621.335 :621.51–71

Oprea, N., Hovnanian, Vl., Merişanu, I. : **Experimentalstudie in bezug auf die Kühlung der Kompressoren mit Zylinderanordnung in W-Form für die Elektrolok von 5100 kW**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 12, S. 728–732

DK 621.975 (09)

Pridvornic, M. : **Gegenwärtigen Stand und Perspectiven in der Herstellung der Schmiedepressen in der SR Rumänien**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 12, S. 733–735

DK 621 – 241

Rădulescu, C. : **Über die Präzision des synchronen Doppelkardangetriebes**

Construcţia de Maşini 21 (1969). H. 12, S. 736–741

DK 621.004

Rădulescu, O. : **Aspekte der rationellen Nutzung der Maschinen**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 12, S. 742–745

DK 621 – 231.323

Romaniţă, M. : **Untersuchung der Tragfähigkeit der Führungen mit hydrostatischer Schmierung**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 12, S. 746–748

DK 669.71 :621.791.011

Şontea, S. **Bestimmungsverfahren der Rissbildung bei Schweissverbindungen aus Aluminium**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 12, S. 749–752

DK 621–2 : 001.815

Tache, V., Brăgaru, A., Ungureanu, I. : **Einige Betrachtungen in bezug auf Fehler in der Verzeichnisaufnahme**

Construcţia de Maşini 21 (1969), H. 12, S. 753–757

DK 621–231.2 :621–752

Ursu, N., Tomuţa, F. Ileana: **Ein neues Verfahren zur Bestimmung der Eigenfrequenz der linearen Schwingungssysteme mit Hilfe der Doppelzahlen**

Construcţia de Maşini 21(1969), H. 12, S. 758–760

SOMMAIRE

CD 621.833.38

Bucşa, I. : **Considérations concernant la production unitaire des engrenages cylindriques à vis sans fin.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 709–714

CD 62.069.8

Crişan, I. : **Coordonnées pour l'orientation de la recherche dans l'industrie.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 715–723

CD 629.114.5.001.5

Cîmpian, V. : **L'influence des différents paramètres sur les qualités dynamiques en régime de fonctionnement nonstationnaire de l'autobus TV-20 UE.**

Construcţia de maşini 21 (1969) no. 12. p. 724–727

CD 621.335 :621.51–71

Oprea, N., *Hovnanian, V.* et *Merişanu, I.* : **Etude expérimentale concernant le refroidissement du compresseur à cylindres disposés en W, destiné à la locomotive électrique de 5100 kW.**

Construcţia de maşini 21 (1969) no. 12. p. 728–732

CD 621.975 (09)

Pridvornic, M. : **Le stade actuel et les perspectives de la fabrication des machines à presser et à forger, dans la République Socialiste de Roumanie.**

Construcţia de maşini 12 (1969), no. 12, p 733–735

CD 621–241

Rădulescu, C. : **Considérations sur la précision de la transmission bi-cardanique synchrone.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 736–741

CD 621.004

Rădulescu, O. : **Aspects de l'exploitation rationnelle des machines.**

Construcţia de maşini 21(1969), no 12, p. 742–745

CD 621–231.323

Romaniţă, M. : **L'étude de la capacité portante des guidages à graissage hydrostatique.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 746–748

CD 669.71 :621.791.011

Şontea, S. : **Méthode pour déterminer la fissurabilité des joints soudés en aluminium.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 749–752

CD 621–2 :001.815

Tache, V. Brăgaru, A. et *Ungureanu, I.* : **Quelques considérations concernant les erreurs à l'élaboration des indexes.**

Construcţia de maşini 21 (1969), no. 12, p. 753–757

CD 621–231.2 :621–752

Ursu, N. et *Tomuţa Floare Ileana* : **Une nouvelle méthode de détermination des pulsations propres aux systèmes vibratoires linéaires, à l'aide des nombres duels.**

Construcţia de maşini 12 (1969), no. 12. p. 758–760

CONTENTS

DC 621.833.38

Bucşa I. : **Some considerations concerning the unitary production of cylindrical worm gears**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 709–714

DC 62 : 069.8

Crişan, I. : **Coordinates for orientating the research activities in industry**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 715–723

DC 629.114.5.001.5

Cîmpian, V. : **The influence of different parameters on the dynamic qualities in non-stationary working regime of TV-20 UE buses**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 724–727

DC 621.335 :621.51–71

Oprea, N., *Hovnanian, Vl. and Merişanu, I.* : **An experimental study concerning the cooling of compressors with W — disposed cylinders for 5 100-kW electric locomotives**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 728–732

DC 621.975 (09)

Pridvornic, M. : **The present stage and prospects of the fabrication of pressing-forging machines in the Socialist Republic of Romania**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 733–735

DC 621–241

Rădulescu, C. : **Concerning the precision of the synchronous bi-cardanic transmission**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 736–741

DC 621.004

Rădulescu, O. : **Some aspects of the rational exploitation of machines**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 742–745

DC 621–231.323

Romaniţă, M. : **Studying the bearing capacity of guides with hydrostatic lubrication**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 746–748

DC 669.71 :621.791.011

Şontea, S. **A method of determining the fissurability in the aluminium welded joints**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 749–752

DC 621–2 :001.815

Tache, V., *Brăgaru, A.* and *Ungureanu, I.* : **Some considerations concerning the indexing errors**

Construcţia de Maşini 21(1969), nr. 12, p. 753–757

DC 621–231.2 :621–752

Ursu, N. and *Tomuţa Floare Ileana* : **A new method of determining the proper pulsations of linear vibratory systems by means of dual number**

Construcţia de Maşini 21 (1969), nr. 12, p. 758–760

1

CZ 621.833.38

meggondolás egységes fogaskerék hajtás csiga

Considerații privind producția unitară a angrenajelor melcate cilindrice

Ing. Ioan BUCȘA – vicepreședinte Centrocoop – București

Urmărind producția angrenajelor melcate în industria noastră constructoare de mașini, se observă că la proiectarea acestora nu există încă o concepție unitară, ceea ce, evident, influențează defavorabil tehnologia prelucrării organelor principale care le compun (melc-roată melcată) și, ca urmare, calitatea fabricației acestor produse.

Acțiunea de organizare pe baze științifice a producției impune o analiză adîncită, tehnico-organizatorică și a producției angrenajelor melcate, pentru ca să se ajungă la o concepție unitară în proiectarea lor, care să permită elaborarea unei tehnologii tip, rațională și economică, în final, rezultatul conducînd la un produs de bună calitate și cu un preț de cost redus.

Standardizarea melcilor cilindrici de referință (STAS 6845—63), precum și a toleranțelor de prelucrare a angrenajelor melcate (STAS 6461—61) și precizarea unitară a indicațiilor pe desenele de execuție ale organelor acestora (STAS 6649—62) reprezintă, desigur, un mare pas înainte în sistematizarea angrenajelor melcate, față de situația prezentată în lucrarea [6].

Cercetările din ultimele trei decenii în domeniul angrenajelor melcate au avut drept rezultat nu numai clarificarea relațiilor geometrice și cinematice ale organelor în angrenare (melc-roată melcată) ale acestora [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], dar și stabilirea principiilor tehnologice de prelucrare a organelor diferitelor tipuri de angrenaje melcate [5] [6], [7], [10], permițînd conturarea unor criterii pentru tipizarea acestor angrenaje [9], [11], [12]. În propunerile de tipizare nu s-a ținut însă seamă de particularitățile tehnologice și nu s-a sugerat vreo concepție unitară în această privință. Tehnologia fabricației depinde, în primul rînd, de utilajul avut la dispoziție în uzinele care produc angrenaje melcate.

Lucrarea de față are drept obiectiv propunerea unei tehnologii unitare pentru producția angrenajelor melcate cilindrice luînd în considerare condițiile de dotare actuale ale tehnicii în țara noastră, caracterul producției și considerațiile economice.

Suprafețele elicoidale ale melcilor de tip A, N și E, sînt suprafețe riglate; dintre acestea însă numai una, și anume suprafața elicoidală a melcilor de tip E este desfășurabilă în plan. Din aceste constatări se desprind următoarele concluzii tehnologice de bază:

— suprafețele elicoidale ale melcilor de tip A, E și N fiind suprafețe riglate, acestea se pot genera cu o sculă avînd tăișul drept, adică cu un cuțit de strung;

— suprafața elicoidală a melcului de tip E fiind desfășurabilă în plan, contactul dintre suprafața melcului și o sculă cu suprafața plană se va produce pe o dreaptă, ceea ce înseamnă că suprafața elicoidală a melcului de tip E poate fi rectificată cu suprafața plană și activă a unui disc abraziv.

Suprafețele elicoidale ale melcilor de tip A și N neputînd fi desfășurate în plan, contactul dintre acestea și o sculă de rectificat cu suprafața plană va fi punctiform, din care motiv rectificarea corectă a acestora nu se poate face decît cu o sculă abrazivă avînd suprafața activă profilată în mod corespunzător.

Din aceste considerente urmează o a treia concluzie tehnologică de bază, și anume: suprafața elicoidală a melcilor de tip E poate fi rectificată pe o mașină de rectificat filete cu un disc abraziv în formă de taler, pe cînd rectificarea suprafețelor elicoidale ale melcilor de tip A și N reclamă mașini speciale de rectificat melci, prevăzute cu un dispozitiv de ascuțire a suprafeței active a discului abraziv în așa fel încît să i se asigure profilul corespunzător suprafeței elicoidale a melcului care se rectifică.

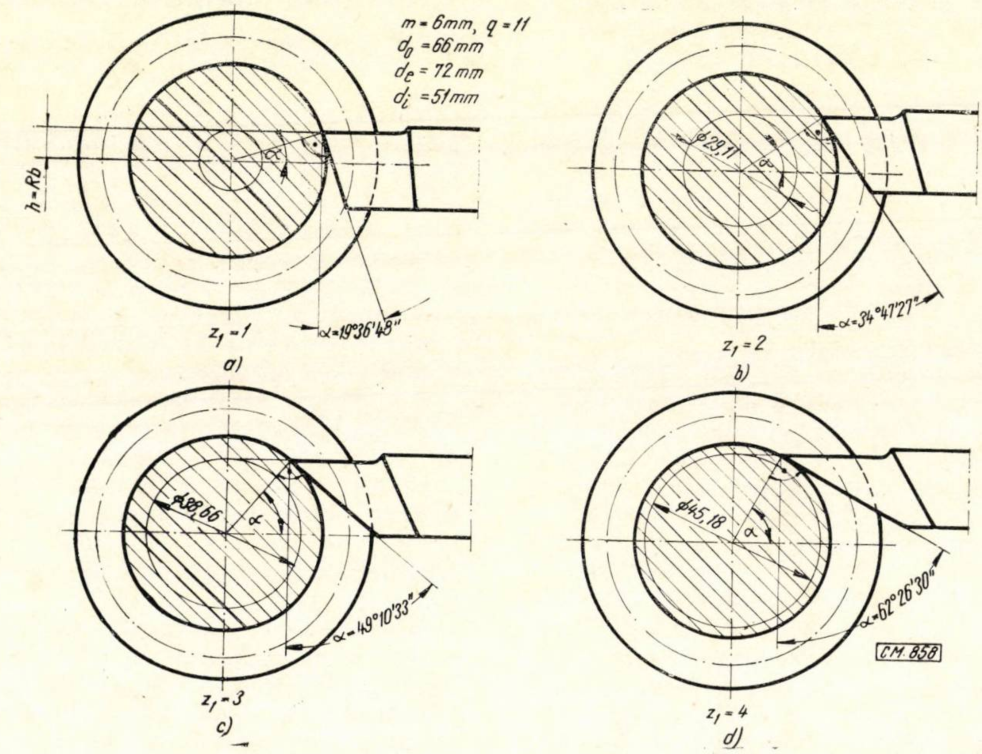
Avînd în vedere că în construcția de mașini se folosesc, în general, angrenajele melcate pentru transmiterea puterii și mai rar cele cinematice, în continuare se va insista în primul rînd asupra tehnologiei de fabricație a angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii.

Pentru a satisface condițiile tehnice și economice, angrenajele pentru transmiterea puterii vor trebui să asigure capacitatea maximă de transmitere la un gabarit cît mai redus, durată lungă de funcționare și randament ridicat. Aceste calități se obțin prin alegerea și tratarea corespunzătoare a materialelor din care se realizează melcul și roata melcată, prin realizarea preciziei de dimensiune indicate în proiecte și a unei rugozități cît mai reduse a suprafețelor active ale organelor în angrenare.

În condițiile actuale de dotare tehnică a industriei noastre, concluziile tehnologice arătate mai sus pledează pentru generalizarea angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii cu melcul de referință de tip E, organele principale ale acestora putîndu-se prelucra în condiții simple, cu utilaje care au caracter universal.

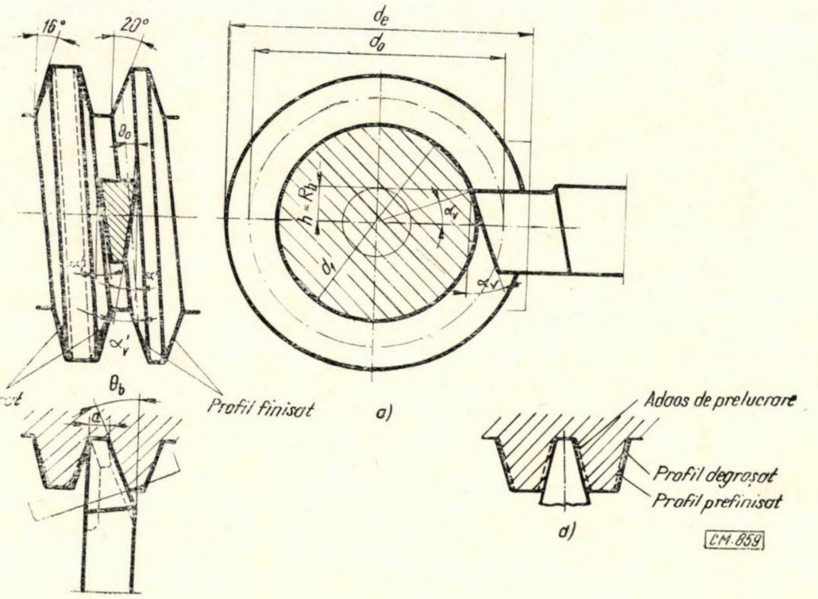
În ceea ce privește angrenajele melcate de tip S_d și S_c', suprafețele elicoidale ale acestora

2



m = 6mm, q = 11
d0 = 66 mm
de = 72 mm
di = 51 mm
h = Rb
α = 19°36'48"
z1 = 1
a)
φ29,11
α = 34°47'27"
z1 = 2
b)
φ38,66
α = 49°10'33"
z1 = 3
c)
φ45,18
α = 62°26'30"
z1 = 4
d)
CM.858

Fig. 1



16°
20°
de
d0
θ0
α'v
Profil degroșat
θb
Profil finisat
a)
h = Rb
df
α1
αv
Adaos de prelucrare
Profil degroșat
Profil prefinisat
d)
CM.859
α1
α

Fig. 2

sînt suprafeţe nerigiate, ceea ce înseamnă că prelucrarea organelor în angrenare la aceste tipuri de angrenaje melcate va trebui efectuată cu utilaje speciale. Producţia angrenajelor melcate de tip S_d şi S_c este justificată deci numai în producţia de serie mare, ceea ce se consideră că nu este cazul în prezent şi în viitorul apropiat în industria constructoare de maşini din ţara noastră. Pentru acest motiv, deocamdată, nu se tratează tehnologia de fabricaţie a acestora. În acest articol se va trata tehnologia de fabricaţie a melcului cilindric de tip E, urmînd ca într-un al doilea articol să se prezinte tehnologia de prelucrare a roţii melcate şi a sculelor aferente.

Melcul constituie organul central al unui angrenaj melcat cilindric, deoarece determină forma danturii conjugate şi prin aceasta forma sculei, adică a frezei melc, pentru prelucrarea danturii roţii melcate. Prin urmare, tehnologia de prelucrare a melcului constituie problema de bază a producţiei unui angrenaj melcat, atît sub aspect tehnologic cît şi sub aspect economic.

Pentru generarea suprafeţei elicoidale a unui melc de tip E este necesar ca tăişul principal al cuţitului de strung, adică dreapta generatoare, să se afle într-un plan tangent la cilindrul de bază al danturii melcului, în felul arătat în figurile 1 şi 2. Supraînălţarea cuţitului corespunde cu raza cilindrului de bază notat cu R_b. Raza cilindrului de bază se poate calcula cu relaţia:

$$R_b = \frac{m}{2}\cdot\frac{z_1\cos\theta_0}{\sin^2\theta_0+\mathrm{tg}\,\alpha_{0_n}} = \frac{m}{2}\cdot q_b, \qquad (1)$$

unde :

m este modulul axial al danturii melcului în mm;

z_1 — numărul dinţilor (începuturilor) melcului;

α_{on} — unghiul de înclinare a flancului în secţiunea normală pe elicea medie (în general $\alpha_{on} = 20°$);

θ_0 — unghiul de înclinare a elicei medii, care se determină cu ajutorul relaţiei : $\mathrm{tg}\,\theta_0 = \frac{z_1}{q}$, q fiind coeficientul modulului.

Valorile unghiului θ_0 se găsesc în tabela 1. Pentru exemplificarea calculelor, expresia fracţionară a relaţiei (1) s-a notat cu q_b, valorile acesteia fiind calculate în funcţie de z_1 şi coeficientul modulului q şi trecute în tabela 2.

Tabela 1

q \ z_1	1	2
10	5°42′38″	11°18′37″
11	5°11′40″	10°18′17″
12	4°45′49″	9°27′46″

Tabela 2

q \ z_1	1	2
10	1,3186	2,3718
11	1,3277	2,4259
12	1,3347	2,4698

În vederea obţinerii unui stoc minim de scule prelucrătoare, acoperind totuşi un domeniu mare de transmitere a puterii, au fost stabilite module standardizate preferenţiale şi prin aceasta valori preferenţiale pentru coeficientul modulului. Valorile acestora sînt date în tabela 3.

Tabela 3

m	2,3 3,5	4, 6, 8, 10	12, 14, 16
q	12	11	10

Cercetînd poziţia cuţitului de profilare a danturii melcului dată de supraînălţarea h, în funcţie de numărul de dinţi z_1 al melcului, situaţia se prezintă în felul arătat în figura 1. Figura reprezintă secţiunea unui melc cilindric de tip E avînd modulul $m = 6$ mm şi $q = 11$. În figura 1*a* se arată poziţia cuţitului în cazul numărului de dinţi (începuturi) ai melcului $z_1 = 1$; în figura *1b* poziţia cuţitului pentru $z_1 = 2$ şi în cele următoare pentru $z_1 = 3$ şi $z_1 = 4$. După cum se observă, o dată cu creşterea numărului de dinţi se măreşte şi supraînălţarea cuţitului, ceea ce are drept urmare înrăutăţirea condiţiilor de aşchiere, suprafaţa prelucrată rezultînd rugoasă. În cazul strunjirii melcilor cu $z_1 = 1$ şi $z_1 = 2$ condiţiile de strunjire sînt încă corespunzătoare; faţă de această situaţie, prelucrarea prin strunjire a melcilor de tip E cu $z_1 > 2$ nu este recomandabilă. Acest inconvenient tehnologic limitează construcţia angrenajelor melcate de tip E la numărul de dinţi ai melcului $z_{1_{max}} = 2$ în cazul în care condiţiile existente obligă să se execute angrenajul respectiv cu utilaje universale. Această delimitare se poate face cu atît mai uşor cu cît la proiectarea angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii în general nu se trece peste $z_1 = 2$, deoarece la acelaşi raport de transmitere, gabaritul angrenajului creşte cu numărul de dinţi z_1 al melcului, iar prelucrarea organelor principale ale angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii cu $z_1 > 2$ ar necesita utilaje speciale.

Forma geometrică a părţii active a cuţitului de strung pentru profilarea unui melc de tip E este reprezentată în figura 2. Mărimile caracteristice se pot calcula cu ajutorul relaţiilor geometrice. Înclinaţia tăişului principal faţă de axa corpului cuţitului va fi egală cu unghiul elicei pe cilindrul de bază θ_b. Valorile acestui unghi sînt date în tabela 4 în funcţie de z_1 şi q. Lăţimea vîrfului va fi :

Tabela 4

q \ z_1	1	2
10	20°44′14″	22°51′43″
11	20°38′13″	22°24′06″
12	20°32′13″	22°02′32″

$$a = 1{,}25\ m\ \mathrm{tg}\ \theta_b. \quad (2)$$

Unghiul de aşezare α arătat în figura 1 se calculează cu relaţia :

$$\sin\alpha = \frac{h}{R_i} = \frac{R_b}{R_i}. \quad (3)$$

în care $h = R_b$ este supraînălţarea cuţitului, iar R_i corespunde cu raza cilindrului interior al danturii melcului :

$$R_i = R_d - 1{,}25\ m = 1/2\ m\ (q - 2{,}5). \quad (4)$$

În relaţia (4), R_d este raza cilindrului de divizare a danturii melcului, $R_d = \frac{m}{2} q$.

Desenul de execuţie a cuţitului de finisare prin strunjire pentru prelucrarea unui melc de tip E cu caracteristicile : $m = 3{,}5$ mm, $z_1 = 1$ şi $q = 12$ este reprezentat în figura 3.

Cuţitul pentru profilarea danturii melcului (cuţitul de finisare), fiind o sculă de mare precizie, trebuie menajat, din care motiv degroşarea danturii se execută cu un cuţit de degroşare avînd forma unui cuţit de strunjit filet trapezoidal. Profilul cuţitului trebuie astfel calculat şi realizat încît să rămînă suficient adaos de prelucrare pentru operaţiile ce urmează. Cuţitul de degroşare va fi reglat în poziţia de lucru cu suprafaţa de degajare înclinată cu unghiul θ_0 în raport cu axa melcului. Profilul danturii (spirei) degroşate este cu dublul adaosului de prelucrare mai mare decît grosimea profilului finisat, după cum rezultă acest lucru din figura 2, *a*.

Forma cuţitului de degroşare pentru dantura menţionată ($m = 3{,}5$ mm ; $z_1 = 1$; $q = 12$) este arătată în figura 4.

Reglarea cuţitului de finisare în poziţia de lucru pentru strunjirea melcilor de tip E cere o atenţie deosebită, precizia supraînălţării h influenţînd precizia de formă a suprafeţei elicoidale a flancurilor. O reglare corectă se poate obţine cu un dispozitiv de felul celui

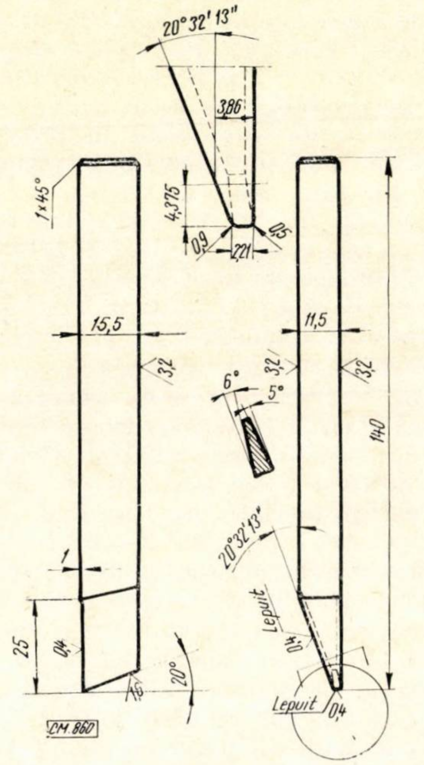


Fig. 3

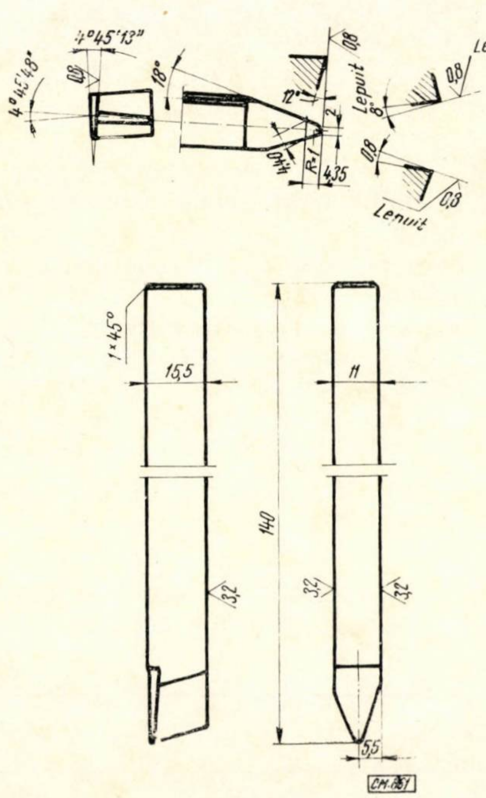


Fig. 4

prezentat în figura 5, *a*. Acesta se compune dintr-un dorn semicilindric care se fixează în arborele principal al strungului reglînd suprafaţa plană în orizontală cu o nivelă. Apoi, pe această suprafaţă, se aşază o cală plan-paralelă de grosime *h*. Faţa de degajare a cuţitului şi suprafaţa superioară a calei de reglare vor trebui să fie coplanare, ceea ce se poate constata cu o nivelă în felul arătat în figura 5, *b*.

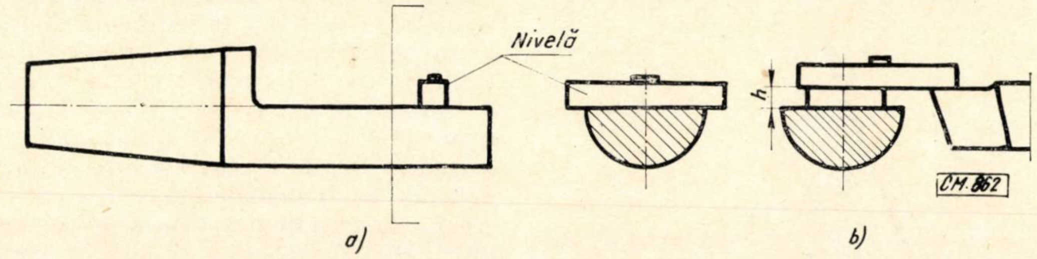


Fig. 5

Melcul reprezentat în figura 2 are spire pe dreapta. După cum se observă, cuţitul de finisare trebuie construit şi reglat în poziţia de lucru în aşa fel încît să se prelucreze flancul stîng al dintelui. Flancul drept se strunjeşte cu acelaşi cuţit în aceeaşi fixare a acestuia, piesa va fi însă întoarsă între vîrfurile strungului. În felul acesta, flancul drept devine în poziţia oglindă flancul stîng. Prin menţinerea neschimbată a poziţiei cuţitului de finisare şi întoarcerea piesei între vîrfuri se asigură precizia maximă a centricităţii danturii.

În figura 6 se arată reglarea cuţitului în poziţia de lucru atît pentru melcii cu spira dreapta (fig. 6, *a*), cît şi pentru cei cu spira stînga (fig. 6, *b*). În majoritatea covîrşitoare a cazurilor, la angrenajele melcate pentru transmiterea puterii sensul elicei spirei melcului este pe dreapta.

Este evident că strungul pe care se prelucrează melcul este un alt factor determinant pentru precizia de execuţie a acestuia.

Avînd în vedere că pasul axial al melcului se exprimă în multiplu de π, mecanismul de avans al strungului va trebui să permită realizarea valorii lui π la cel puţin şase zecimale. Într-adevăr, introducînd în lira strungului roţile de schimb cu 71 şi 113 dinţi, se poate combina garnitura de roţi de schimb :

$$\frac{a}{b}\cdot\frac{c}{d}=\frac{100}{20}\cdot\frac{71}{113}=3{,}141592.$$

Strungurile SN320 fiind dotate cu astfel de roţi de schimb, precizia pasului este asigurată. Raportul de transmitere fiind astfel asigurat de către roţile de schimb ale lirei pentru aproximarea suficient de precisă a lui π, cutia de avansuri va servi doar la multiplicarea corespunzătoare a mărimii modulului. Precizia pasului danturii strunjite fiind influenţată şi de precizia de execuţie a şurubului conducător al strungului, este necesar ca strungul să fie prevăzut cu un şurub conducător cu precizia mărită a filetului, ştiut fiind că erorile de fabricaţie ale filetului şurubului conducător se copiază pe melcul care se prelucrează. În afară de aceasta, abaterile de la rectilinitate ale ghidajelor strungului vor trebui să fie cît mai reduse, şi anume la limita inferioară a abaterilor admise în STAS 1671—50.

Datorită supraînălţării cuţitului de finisare, impusă de condiţiile de generare a suprafeţelor elicoidale evolvente, suprafaţa flancurilor danturii melcului de tip E va fi rugoasă, rugozitatea mărindu-se o dată cu creşterea numărului de dinţi z_1, aceasta chiar şi în cazul unei fixări foarte rigide a cuţitului. Din acest motiv, după strunjire, va trebui să urmeze o rectificare a danturii melcului. La strunjirea de finisare nu se va ţine seamă de jocul dintre flancuri j, astfel că grosimea dintelui (spirei) şi golul dintre dinţii pe cilindrul de divizare vor fi egali. Jocul între flancuri se va realiza prin subţierea dintelui la rectificare, îndepărtîndu-se de pe fiecare flanc un adaos de prelucrare s corespunzător jumătăţii valorii jocului axial între flancuri j_a prescris, adică :

$$s=\frac{j_a}{2}.$$

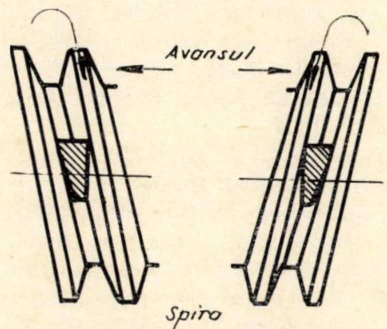


Fig. 6

S-a arătat mai înainte că suprafaţa elicoidală a unui melc de tip E se poate rectifica la precizia cerută pe o maşină de rectificat filete, fără a avea nevoie de o maşină specială de rectificat melci cilindrici, cum este cazul la melcii de alt tip. În cazul utilizării unei maşini de rectificat filete se pune însă condiţia ca arborele pe care se fixează discul abraziv să poată fi rotit, în vederea reglării, în jurul a două axe perpendiculare pe axa acestui arbore. Condiţia este în general îndeplinită la toate maşinile moderne de rectificat filete. Rectificarea se poate efectua cu faţa plană a unui disc abraziv în formă de taler, STAS 604–59 tip II. Prin rectificare se poate realiza o rugozitate a flancurilor de 1,6.

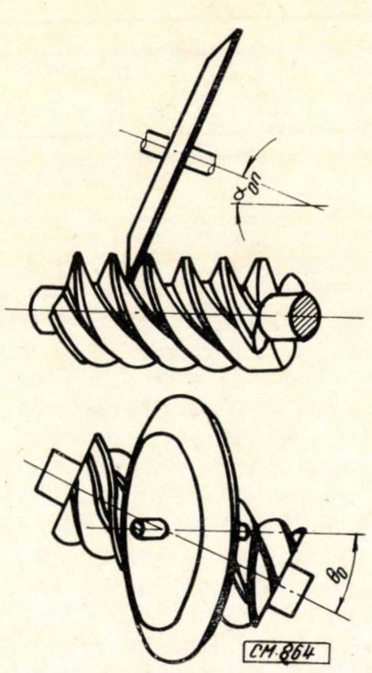


Fig. 7

Reglarea discului abraziv în poziţia de lucru se face în felul arătat în figura 7.

Pentru asigurarea unui randament cît mai ridicat al angrenajului melcat, după rectificare dantura va trebui supusă unei operaţii de netezire. Pentru angrenajele melcate la care viteza de rotaţie pe diametrul de divizare al melcului nu depăşeşte 10 m/s, rugozitatea suprafeţei flancurilor va trebui să fie de cel puţin 0,8. În acest caz materialul melcului va fi un oţel de construcţie aliat în stare îmbunătăţită.

Dantura melcilor care lucrează la o viteză periferică pe cilindrul de divizare cu $v > 10$ m/s, după strunjire va trebui călită, apoi rectificată şi netezită, pentru a se obţine duritatea flancurilor de HRC 60 şi o rugozitate de cel puţin 0,4.

Netezirea suprafeţei flancurilor se face cu un amestec de micropulbere abrazivă din electrocorindon sau oxid de crom de granulaţie fină (M_{14} sau M_{18}) cu vaselină industrială în proporţie volumetrică de 25–30% micropulbere abrazivă, iar restul vaselină. Această pastă se aşterne cu o pensulă pe flancurile melcului care este prins între vîrfurile unui strung normal avînd caracteristicile amintite mai sus şi apăsată uşor cu o sculă din fontă sau din lemn de esenţă tare, de forma profilului cuţitului de strung, cu care a fost strunjit melcul la finisare şi reglat ca şi acesta. Melcul este rotit cu viteza de 25 m/min pe cilindrul de divizare. După fiecare trecere, se întinde cu o pensulă pe flancurile dintelui care se prelucrează un strat de pastă de netezire, obţinîndu-se după 10–15 treceri o suprafaţă oglindă avînd rugozitatea 0,4 şi chiar 0,2. Grosimea stratului de material îndepărtat este de 3–5 μm.

Considerînd aspectul economic al generalizării producţiei angrenajelor melcate de tip E şi a tehnologiei tipizate propuse pentru prelucrarea organelor principale (melc şi roată melcată) ale acestora, avantajele sînt concludente. Ţinînd seamă de modulele preferenţiale indicate în tabela 3, se constată că pentru acoperirea producţiei întregii game de module sînt necesare următoarele scule speciale: 20 cuţite de degroşare şi 20 cuţite de finisare pentru prelucrarea danturii melcilor, precum şi 20 de freze melc, pentru frezarea danturii roţilor melcate.

Generalizarea folosirii în producţie a angrenajelor melcate de tip E permite tipizarea proiectelor şi a planurilor de operaţie pentru prelucrarea organelor componente, ceea ce permite o specializare adîncită a muncitorilor, o exploatare raţională a utilajului, micşorarea preţului de cost şi evident o îmbunătăţire pronunţată a calităţii produselor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Litvin, F.L.* Teoria zubciatîh zaţeplenii. Moscova, Gosudarstvennoe Izdatelstvo Fiziko-Matematiceskoi Literaturî, 1960, 1968.
[2] *Buckingham, E.* Analytical Mechanics of Gears. New-York, Dover Publications, Inc. 1963.
[3] *Buckingham, E.* Design of Worm and Spiral Gears, New-York. The Industrial Press, 1960.
[4] *Szeniczei, L.* Csigahajtömüvek, Budapest, Müszaki Könyvkiadó, 1957.
[5] *Niemann, G.* Maschinenelemente Bd.II Berlin/Göttingen, Heidelberg, Springer Verlag, 1961.
[6] *Killmann, V.* Influenţa elementelor geometrice ale melcului asupra tehnologiei prelucrării roţii melcate. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 10, 1956.
[7] *Maroş, D., Killmann, V.* şi *Rohonyi, W.* Angrenaje melcate. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
[8] *Litvin, F.L.* Novîe vidî ţilindriceskih cerviacinîh peredaci. Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1962.
[9] *Hiersig, H.M.* Genormte Schneckentriebe, Ziel und Weg. (Zahnradgetriebe). Braunschweig, Vieweg, 1955.
[10] *Maroş, D.* şi *Csulak, A.* Bazele teoretice ale prelucrării corecte a melcilor şi a roţilor melcate. În: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1960.
[11] *Maroş, D.* Cîteva probleme legate de standardizarea melcilor cilindrici. În: Standardizarea, nr. 2, 1960.
[12] *Rohonyi,* W. Problema standardizării şi tipizării angrenajelor cu melc cilindric normal. În: Standardizarea, nr. 3, 1962.

CZ 62 : 069.8

[illegible]

Coordonate pentru orientarea cercetării în industrie

Ing. Ion CRIŞAN – dir. gen. D.G.D.R.I.–M. I. C. M. – Bucureşti

1. Cercetarea ştiinţifică a constituit din cele mai vechi timpuri un factor esenţial de progres social. De la Arhimede, Newton şi Pascal, şi pînă la glorioasa echipă a ceea ce am putea numi „epoca eroică'' a marilor descoperiri ştiinţifice din secolele XVIII şi XIX, care a construit baza teoretică a tehnologiei folosită încă de industria primelor decade ale secolului nostru, un şir lung de individualităţi ilustre au contribuit la perfecţionarea mijloacelor de producţie şi au rămas în istorie. În tot acest timp nimeni nu şi-a pus problema orientării activităţii acestor cercetători care îşi fixau singuri ţintele şi cărora întîmplarea le-a fost de multe ori de mare folos.

Evident că astăzi cercetătorul individual independent, de tipul lui Edison sau Iablocikov, a devenit o amintire istorică. Prin rolul său considerabil în asigurarea progresului tehnic al economiei moderne, prin implicaţiile sale profunde asupra tuturor ramurilor, cercetarea tehnico-ştiinţifică se integrează astăzi în procesul de ansamblu al reproducţiei sociale, ca una dintre cele mai importante faze ale acestuia, se încorporează tot mai mult în însăşi producţia materială [1].

Încorporîndu-se în producţie, cercetarea este obligată să adopte şi o parte din suprastructura acestui complicat mecanism pe care îl reprezintă industria; trebuie să-şi organizeze un aparat propriu de coordonare. Pe bună dreptate, se poate afirma că *inovaţia* se situează astăzi pe acelaşi plan de importanţă cu *producţia* şi cu *valoarea de întrebuinţare a produselor*, constituind un triptic de acţiuni care condiţionează existenţa unei industrii. De unde concluzia că inovaţia trebuie organizată cu aceleaşi caracteristici şi cu acelaşi statut legal ca producţia şi ca desfacerea producţiei.

Ce funcţii cuprinde de fapt această noţiune de coordonare în cazul cercetării ştiinţifice? În primul rînd o funcţie de *orientare*, de dirijare a ei în cele mai potrivite direcţii, pe cele mai avantajoase căi; coordonatele acestei funcţii se vor examina în cele ce urmează, lăsînd pentru altă ocazie o analiză mai atentă a funcţiilor de *organizare* şi *control*.

2. Orice idei cu privire la modul de exercitare a acestor funcţii trebuie însă precedate de o definire cît mai clară a obiectivului care se cere coordonat, a locului pe care acesta îl ocupă în sistemul din care face parte. Să convenim că acest sistem se numeşte *inovaţia*, definită ca ansamblul activităţilor ştiinţifice şi tehnice care conduc la dezvoltarea materială a societăţii. Sistemul poate fi imaginat ca o piramidă care are la bază natura nemărginită şi în vîrful ei aplicaţia, utilizarea inovaţiei de către om în producţia de bunuri materiale. În cadrul acestui sistem, cercetarea ştiinţifică ocupă întreaga zonă de la bază pînă la preluarea inovaţiei de către oamenii şi maşinile care lucrează nemijlocit în producţie.

Pentru a face mai clară ideea, să limităm sistemul la o inovaţie care conduce la realizarea unui produs nou. În figura 1 este prezentată schematic succesiunea de activităţi care conduce la realizarea industrială a unui produs nou, într-un caz cu totul general. Deocamdată nu trebuie dată prea mare atenţie denumirii şi succesiunii diferitelor activităţi indicate în figură, deoarece, în orice caz concret, unele dintre aceste activităţi se vor dovedi inutile, sau altele vor trebui parcurse de mai multe ori. Ceea ce caracterizează succesiunea prezentată este caracterul ei de *continuitate*, faptul că orice inovaţie trebuie să parcurgă un astfel de drum pentru a fi pusă în practică. *Cercetarea ştiinţifică trebuie definită ca o primă porţiune a acestui drum*; utilitatea ei nu poate fi apreciată obiectiv decît o dată atins capătul lui.

Dacă asupra acestei definiţii în general nu există obiecţii, persistă numeroase păreri cu privire la punctul care separă sfera cercetării de sfera celei de-a doua porţiuni a drumului, cea care realizează direct produsul nou. Cu alte cuvinte se pune întrebarea: *pînă unde merge cercetarea* şi de unde începe fabricaţia? Din această întrebare cu caracter formal derivă alta cu caracter practic: *cum se finalizează o cercetare*? Acesteia din urmă ne propunem să-i dăm un răspuns detaliat în altă parte. Deocamdată să ne rezumăm la cîteva consideraţii generale. Să recunoaştem, în primul rînd, caracterul de convenţie al oricărei precizări privind separaţia dintre cercetare şi celelalte activităţi care contribuie la valorificarea unei inovaţii. Într-adevăr interdependenţa dintre diferitele etape ale drumului (fig. 1) este atît de strînsă, iar diversitatea fenomenelor specifice rezolvării diferitelor probleme concrete este atît de mare, încît orice linie de separaţie convenţional trasă se poate dovedi — într-un caz sau altul — nesemnificativă. În orice caz, separaţia după *locul* unde se desfăşoară diferitele activităţi (de exemplu, laborator-uzină) nu poate fi luată în considerare; în multe uzine se desfăşoară o activitate intensă de cercetare experimentală. La fel de nesemnificativă ni se pare o încercare de separaţie în funcţie de *caracterul muncii* (muncă complexă — muncă simplă); este un fapt că proiectarea unui dispozitiv de fabricaţie poate pune probleme care să solicite intens contribuţii de înaltă tehnicitate, fără ca totuşi aceasta să fie apreciată ca o lucrare de cercetare. Pare logic ca activitatea de cercetare să se considere încheiată acolo unde problemele noi au fost practic elucidate şi de unde încep activităţi de rutină, respectiv aplicarea unor metode bine cunoscute. În cele mai multe cazuri aceasta se întîmplă atunci cînd se trece la pregătirea industrială a producţiei.

Logica adoptării acestei separaţii este susţinută şi de următoarea consideraţie suplimentară. În mod voit, în schema din figura 1, baza ciclului de realizare a produsului nou a fost schiţată sub forma unui trapez, în ideea ca dimensiunea pe abscisă a fiecărei activităţi să reflecte lărgimea domeniului de care se ocupă activitatea respectivă.

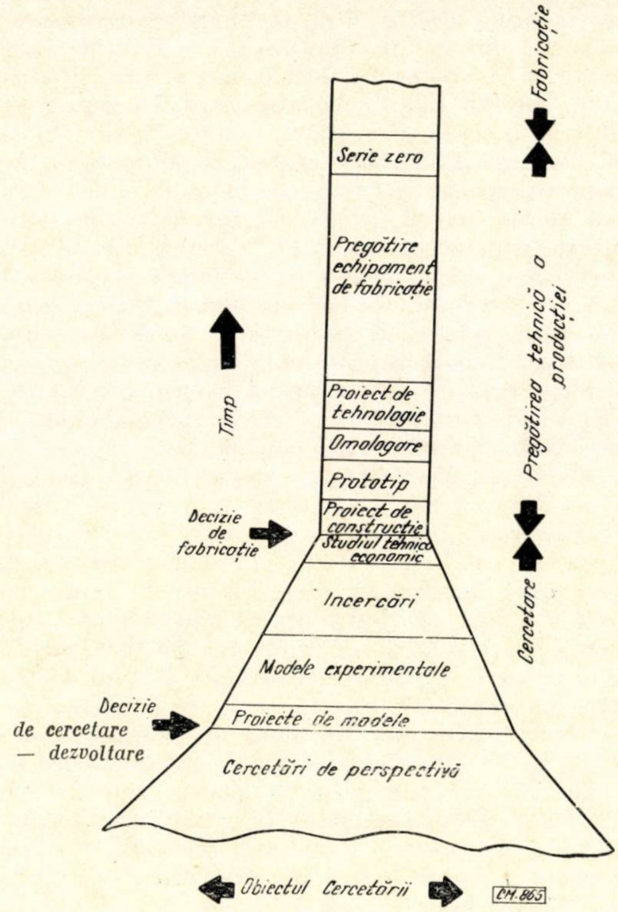


Fig. 1

Într-adevăr, în studiul preliminar trebuie să se trateze, în principiu, *toate* soluţiile posibile de rezolvare a temei. Pe măsură ce lucrările avansează, este normal să se îngusteze cîmpul de cercetare; în general însă, modelele experimentale se vor executa în mai multe variante, din care pînă la urmă se va alege cea mai potrivită. Activitatea de „cercetare" se poate considera încheiată atunci cînd devine posibilă luarea unei decizii de fabricaţie, *moment de la care toate lucrările se concentrează asupra variantei optime stabilite.* O schemă similară se poate schiţa cu uşurinţă pentru cazurile în care obiectul cercetării îl constituie elaborarea unei noi metode de producţie. Acceptînd aceste idei, noţiunea de „cercetare" se suprapune peste noţiunea R&D de largă circulaţie *. Cercetarea se consideră încheiată atunci cînd modelul noului produs a fost încercat şi a dat rezultate bune, sau atunci cînd metoda nouă de fabricaţie cercetată a dat rezultate bune, confirmate prin încercări semiindustriale. În ambele cazuri, încheierea cercetării permite luarea unei decizii fundamentale privind trecerea la valorificarea industrială a rezultatelor obţinute.

3. Să examinăm acum mai în amănunt activitatea de cercetare în domeniul tehnicii, apreciind de la început imensa diversitate a formelor sub care se desfăşoară în practică. O clasificare a acestor forme este neapărat necesară (clasificare înseamnă ordonare şi ordonarea constituie un factor important al coordonării). Au intrat în uzul curent al celor care se ocupă de coordonarea ştiinţei diferite moduri de clasificare, care au toate un element comun: acela de a privi cercetarea ca un flux continuu în cadrul căruia se pot separa unele compartimente mari. Este supărător faptul că nu s-a ajuns la o clasificare unanim acceptată, ceea ce ar uşura comparaţiile şi orientarea în diferite cazuri particulare.

O clasificare pe care am putea-o considera clasică este aceea formulată la conferinţa OECD din 1963, care a avut ca subiect „Măsurarea activităţilor ştiinţifice şi tehnice" [3]. Această conferinţă a adoptat următoarele definiţii:

— cercetare fundamentală — lucrarea întreprinsă pentru propăşirea cunoaşterii ştiinţifice, fără a avea în vedere nici o aplicaţie practică specifică;

— cercetare aplicată — idem, însă avînd în vedere o aplicaţie practică specifică;

— dezvoltare — folosirea rezultatelor cercetărilor fundamentale şi aplicate în scopul introducerii unor materiale, aparate, produse, sisteme şi procese utile, sau pentru ameliorarea celor existente.

Clasificarea nu este coerentă decît dacă acceptăm că „dezvoltarea" este o „subspecie" a speciei „cercetare aplicată", genul proxim fiind: „aplicaţia practică urmărită". La o analiză mai atentă rezultă însă că între sfera noţiunilor „cercetare aplicată" şi „dezvoltare” există o identitate practic completă. Într-adevăr, din momentul în care „cercetarea aplicată” are în vedere o „aplicație practic specifică”, această aplicație nu poate fi decît „introducerea unor materiale, aparate, produse, sisteme și procese utile, sau ameliorarea celor existente”.

---

* R & D prescurtarea pentru research and development (engl.), recherche et développement (franc.), Forschung und Entwicklung (germ.).

Trecem cu vederea folosirea puțin fericită a cuvîntului „fundamental”, care sugerează, mai degrabă, sporirea efectivă a elementelor cognitive ale cunoașterii [4]. Referindu-ne însă strict la valoarea practică de orientare a acestei clasificări, ea ni se pare îndoielnică. Într-adevăr, expresia „fără a avea în vedere nici o aplicație practică specifică” tinde să limiteze prea mult domeniul cercetării „fundamentale”. Trebuie recunoscut că, în ziua de astăzi, chiar cercetarea „fundamentală” este influențată activ de perspectivele valorificării rezultatelor ei; această influență se exercită îndeobște prin alegerea domeniilor de cercetare în funcție de previziunile de eficiență. În al doilea rînd, definiția dezvoltării pare ambiguă, putînd fi înțeleasă că se referă fie numai la pregătirea industrială a producției noi, fie la întreaga sferă a cercetării „aplicate”.

O clasificare mai nouă, intrată în limbajul curent al lucrărilor privind orientarea cercetării în industrie [5], distinge următoarele categorii:

— cercetarea pură — care are drept preocupare înțelegerea științifică, fără a-și propune alt scop concret decît acela de a crește și adînci fondul de cunoștințe în toate domeniile;

— cercetarea de bază — definită ca o cercetare tehnică de mari proporții („big science”), prin care se aplică un efort concentrat spre soluționarea unei probleme științifice sau tehnice și care constituie baza cercetărilor aplicate și dezvoltării;

— cercetarea aplicată — care pleacă de la cercetarea de bază, dar este axată pe realizazarea unui produs concret;

— dezvoltarea — de fapt dezvoltarea cercetării, care — pornind de la o descoperire concretă, construită pe cercetări de bază și aplicate — urmărește punerea la punct a procedeelor, materiale și tehnice, care vor permite acestei descoperiri să treacă în stadiul de realizare practică la scară industrială.

Clasificarea nu este coerentă. Este de reținut totuși, în comparație cu clasificarea OECD, noțiunea de cercetare de bază, care nu este lipsită de interes practic și care înglobează atît cercetări fundamentale cît și aplicate.

Grupa de studii „cercetare de sisteme” a VDI [3] consideră că toate activitățile de cercetare și dezvoltare pot fi interpretate, fie ca „procese de căutare” (Suchprozess), fie ca „rezolvare de probleme” (Problemlösung), prima categorie suprapunîndu-se peste categoriile „cercetare fundamentală” și „cercetare pură” menționate mai sus.

În sfîrșit, nu este lipsită de interes divizarea întregului domeniu „cercetare aplicată” plus „dezvoltare” în două categorii noi [2], [6]:

— cercetarea agresivă — care cuprinde activitatea de introducere în fabricație a unor produse noi;

— cercetarea defensivă — care are ca scop menținerea competitivității pe piață în cadrul unui profil existent;

la acestea se adaugă „cercetarea de perspectivă” destinată cunoașterii progresului în toate domeniile.

Desigur că toate aceste variante de clasificare, izvorîte din activitatea practică de orientare a cercetării în industrie, prezintă interes, mai ales, prin sugestiile pe care le dau asupra punctelor de vedere care stau la baza lor.

Încercarea de a adopta una dintre ele ca instrument sistematic de lucru se izbește, mai ales, de lipsa lor de coerență.

4. Acad. Remus Răduleț tratează exhaustiv problema clasificării cercetărilor științifice [4]. Adoptînd o serie de „criterii de clasificare”, cercetările științifice — în înțelesul cel mai larg — se grupează în „specii” corespunzătoare criteriului respectiv. Sub o formă sau alta, categoriile menționate se regăsesc printre speciile acestor clasificări. Ne propunem să alegem dintre diferitele „criterii” sau „genuri” indicate de acad. R. Răduleț pe acela care ar putea conduce la clasificarea cea mai potrivită a nevoilor de orientare în cercetarea industrială.

Un mare interes practic îl prezintă desigur perspectivele de valorificare a cercetărilor care se întreprind. Prima întrebare pe care ne-o punem atunci cînd ne gîndim la o cercetare este: unde vom folosi rezultatele? Adoptînd criteriul „domeniului de folosire a rezultatelor cercetării” se pot distinge speciile [4]:

— cercetare „pură” — ale cărei rezultate sînt destinate să fie folosite în însuși domeniul științelor;

— cercetare „aplicativă” — avînd drept scop obținerea unor rezultate care să fie folosite în afara domeniului științelor, de exemplu în producție.

În cadrul „cercetărilor aplicative” se deosebesc subspeciile:

— cercetare „aplicată” — care nu depășește laboratorul;

— cercetare „de dezvoltare” — care face apel la cunoștințe empirice și depășește laboratorul.

În condițiile mai restrînse ale *cercetării industriale* criteriul de clasificare adoptat poate fi precizat mai bine. Ne întrebăm nu numai *unde* vom folosi rezultatele, ci și *cum* și *cînd* se va întîmpla acest lucru. Criteriul „perspectivelor de valorificare a cercetării” duce la următoarele categorii:

— cercetare pură — ale cărei rezultate nu sînt destinate valorificării în industrie, ci folosirii lor în însuşi domeniul ştiinţelor ; rezultatul lor constituie o îmbogăţire a fondului de cunoştinţe ;

— cercetare aplicativă — ale cărei rezultate sînt destinate valorificării industriale.

În cadrul ,,cercetărilor aplicative'' trebuie să deosebim subspeciile :

— cercetare aplicativă de perspectivă — ale cărei posibilităţi de valorificare nu sînt încă precizate nici ca modalitate şi nici ca termen;

— cercetare de dezvoltare — la care se poate preciza atît modul cît şi termenul de valorificare.

Clasificarea de mai sus se dovedeşte utilă pentru toate laturile activităţii de coordonare a cercetării ştiinţifice, în primul rînd pentru *planificare*. Clasificarea distinge trei categorii de lucrări pentru care trebuie aplicate metode de planificare distincte, acordîndu-se colectivelor de cercetare grade de libertate diferenţiate. Astfel, o temă de cercetare ,,pură'' este preferabil să fie definită numai prin delimitarea domeniului de lucru, separarea lui eventuală faţă de alte preocupări similare. Gradul de libertate al acestor cercetări este totdeauna foarte mare ; stabilirea unui termen sau a unui mod de finalizare nu poate fi decît formală. În acelaşi timp însă, cheltuielile necesare pentru desfăşurarea cercetărilor sînt relativ restrînse, avînd un caracter constant în timp.

Cercetarea aplicativă fiind destinată prin definiţie valorificării industriale este *orientată*. Noţiunea de orientare comportă o *îngrădire tematică, o îngrădire metodică* şi o *dirijare în timp* ; răspunsurile la întrebările ,,ce'', ,,cum'' şi ,,cînd'' devin mai rigide pe măsură ce ieşim din zona cercetării de perspectivă şi trecem în aceea a cercetării de dezvoltare.

Cercetările aplicative ,,de perspectivă'' sînt destinate să rezolve probleme, fără ca enunţul acestora să limiteze prea mult rezultatele scontate şi metoda de rezolvare. Sub titlul (luate ca exemple) ,,acţionarea liniară la maşini de ridicat'', sau ,,automatizarea conducerii autovehiculelor'', sau ,,prelucrarea automată a pieselor de serie mică'' am definit numai în linii mari tema şi modul de rezolvare : să se studieze aplicabilitatea şi particularităţile unor acţionări liniare la maşini de ridicat, ţinînd seamă că acestea pot fi hidraulice, pneumatice sau electrice, că pot fi aplicate la ridicarea sarcinii sau la deplasarea acesteia ; să se studieze posibilităţile de a mări siguranţa de mers a autovehiculului prin sisteme automate de control şi protecţie, aplicabile pe autovehicule clasice sau derivate din acestea ; să se stabilească tehnologia optimă de prelucrare automată a pieselor de serie mică, examinînd întreg procesul, de la desenare la controlul piesei finite, rezultînd caracteristicile principale ale maşinilor-unelte care se impun a fi folosite.

În cadrul unor teme astfel definite, libertatea cercetătorului de a da prioritate uneia sau alteia dintre aspectele particulare, sau de a se concentra asupra unui domeniu mai restrîns de metode de rezolvare, este destul de mare, cu condiţia de a fi examinat, în prealabil, cît mai multe din soluţiile posibile. În ce măsură această cercetare se va finaliza prin concluzii direct valorificabile industrial, sau printr-un număr de informaţii utile de natură să genereze alte cercetări, sau prin ceva intermediar, este greu de stabilit. Tot ce se poate şti este că se va face un pas înainte în rezolvarea problemei puse. Intervine, de asemenea, factorul timp. Termenul de încheiere a lucrării trebuie să fie de astă dată precizat în plan ; el îl angajează moral pe cercetător, fără să aibă caracterul de constrîngere determinat de angajamente mai ferme. Într-adevăr, la nivelul de conducere a industriei nu s-a stabilit încă nici o conexiune fermă între rezultatul cercetării respective şi un anumit program de valorificare industrială a acesteia. Trasarea unei coordonate timp este însă absolut necesară pentru a orienta pe cercetător în desfăşurarea lucrării, pentru a-l menţine în contact cu cerinţele tehnico-economice reale, în continuă schimbare. În acest context se citează de multe ori proverbul ,,mai binele este duşmanul binelui'', pentru a scoate în evidenţă că o rezolvare mai slabă, obţinută la timp, este — în unele cazuri — mai utilă decît o soluţie perfectă, obţinută prea tîrziu.

Există un moment în care cercetarea unei teme ,,de perspectivă'' ajunge la concluzii care permit să se cristalizeze un anumit mod de valorificare industrială : se poate preciza ,,*produsul*'' sau ,,*metoda*'' nouă care urmează să fie creată, se poate schiţa un *program* de realizare, se pot evalua *mijloacele* necesare realizării programului. Devine posibilă luarea unei decizii privind atacarea unei (sau unor) cercetări aplicative ,,de dezvoltare''. Rămînînd la unul din exemplele anterioare, cercetarea ,,acţionării liniare la maşinile de ridicat''poate duce la atacarea cercetării de dezvoltare : ,,motor electric liniar pentru deplasarea cărucioarelor ridicătoare de sarcină'' în cadrul căreia se precizează domeniul de sarcini (de exemplu 0,5 — 3 tf).

Cercetarea de dezvoltare prezintă deosebiri esenţiale faţă de categoriile arătate mai sus. Îngrădirea tematică şi metodică este practic completă, deşi uneori obiectul sau aplicabilitatea cercetării poate fi destul de larg. Aşa de exemplu, ,,sistemul de limitare automată a vitezei prin semnale radio emise de posturi aşezate de-a lungul şoselei'' (o cercetare derivată din exemplul al doilea citat mai sus) poate fi studiat şi realizat astfel încît să fie aplicabil, fără schimbări esenţiale, şi în tracţiunea feroviară. Nu mai puţin însă, *obiectul şi liniile mari de rezol-*

vare a lucrării sînt astfel definite, încît ele permit stabilirea unei conexiuni între obiectivul cercetării şi obiective concrete ale industriei.

Conţinutul tematic şi metodologic al temei trebuie să fie rezultatul unui studiu de fundamentare aprofundat care, pe de o parte, să *justifice* tehnic şi economic tema adoptată, analizînd comparativ alte *soluţii*, pe de altă parte, să prezinte condiţiile de abordare şi valorificare ulterioară, analizînd comparativ alte *posibilităţi* (de exemplu achiziţie de licenţă, import etc.). Acest studiu va preciza, de asemenea, modul de finalizare a lucrării de cercetare (model experimental, încercările la care va fi supus etc.), precum şi posibilităţile de valorificare industrială pe baza contactului luat cu factorii interesaţi din industrie.

Factorul timp joacă un rol esenţial. Cercetarea de dezvoltare are la bază un *program ferm*. De realizarea acestui program — de cele mai multe ori conectat direct cu programe mai complexe de inovare a fabricaţiei, cu angajamente de livrare faţă de beneficiari, sau (şi) cu antecalcule cu caracter economic financiar — depinde bunul mers al grupului industrial care coordonează cercetarea, orice întîrziere putînd avea consecinţe grave.

Posibilitatea de programare, de stabilire a termenelor de rezolvare, presupune capacitatea de *evaluare a efortului necesar* pentru ducerea la bun sfîrşit a lucrării, sub formă de mijloace materiale şi forţe de muncă apreciate cantitativ, calitativ şi valoric. Buna fundamentare a acestor evaluări constituie o condiţie pentru desfăşurarea fără discontinuităţi a lucrărilor. În sfîrşit, compararea efortului necesar cu ceea ce efectiv este disponibil sau se poate pune la dispoziţie este operaţia care completează temeiurile de planificare a lucrării de cercetare aplicativă. Eficienţa ridicată a cercetărilor de dezvoltare se obţine în condiţiile *concentrării maximale a resurselor* disponibile în jurul temelor cu cele mai interesante perspective de valorificare, fiind raţional ca această concentrare să aibă loc din momentul în care se atacă tema.

Experienţa a dovedit că pregătirea în acest fel — aparent laborios — a atacării unei cercetări de dezvoltare este singura de natură să evite neajunsurile ulterioare, ca de exemplu lungirea exagerată a ciclului, risipa de forţe, rezultate economice nesatisfăcătoare. Buna fundamentare a deciziei de cercetare de dezvoltare este cu atît mai necesară cu cît cercetarea de dezvoltare angajează fonduri considerabil mai mari decît celelalte categorii de cercetare, datorită cheltuielilor ridicate pe care le necesită realizarea modelelor experimentale, execuţia unor linii pilot, efectuarea de încercări de lungă durată.

5. Înainte de a examina modul în care clasificarea prezentată la paragraful anterior facilitează orientarea cercetării industriale, cîteva precizări pe marginea categoriilor adoptate par utile.

Denumind cercetare pură orice cercetare ale cărei rezultate nu sînt destinate valorificării în industrie, s-a ocolit termenul bine introdus de cercetare *fundamentală*. Deşi în limba curent vorbită putem accepta interschimbabilitatea celor două cuvinte, merită a fi subliniat faptul că termenul de cercetare fundamentală este mai bine folosit într-o clasificare care se bazează pe criteriul „elementelor cunoaşterii promovate prin cercetare" [4]; în cadrul acestei clasificări, cercetarea „fundamentală" este definită ca aceea care „sporeşte efectiv *elementele cognitive* ale cunoaşterii şi *puterea lor rezolutivă*" în opoziţie cu cercetarea „derivată" care, lăsînd aceste elemente nemodificate, sporeşte efectiv „*informaţia*" [4]. Acceptînd această definiţie a cercetării fundamentale, trebuie avut în vedere că pot exista cercetări pure care să nu aibă caracter fundamental şi cercetări fundamentale care să nu fie pure. Aşa de exemplu, anumite cercetări privind natura fizică a fenomenului de supraconductibilitate pot fi de la început orientate asupra unor aplicaţii în fabricaţia de transformatoare electrice, în timp ce altele, din domeniul fizicii teoretice, nu trebuie neapărat să fie cercetări fundamentale.

Încadrarea oricărei cercetări *teoretice* (făcută cu ajutorul gîndirii, fără a recurge la experimentare) în categoria cercetărilor *pure* este o greşeală. Există numeroase cercetări teoretice pe care legătura strînsă cu o anumită inovaţie prompt valorificabilă le încadrează în categoria cercetărilor aplicative, chiar a cercetărilor de dezvoltare. Aşa de exemplu, în multe cazuri, brevetarea unei invenţii, chiar decizia de a trece la industrializarea ei, se produce înainte ca baza teoretică a fenomenelor pe care invenţia le foloseşte să fie clarificată. O prudenţă tehnică elementară impune ca — în astfel de cazuri — să se facă eforturi deosebite pentru elucidarea într-un timp cît mai scurt a fondului teoretic respectiv, această elucidare fiind singura în măsură să conducă la stăpînirea deplină a fenomenelor utilizate (de exemplu stabilirea teoretică a reacţiilor care au loc într-un tip nou de pilă este foarte importantă pentru cunoaşterea comportării în timp sau a posibilităţilor de sporire a randamentului acesteia).

Există părerea că *durata* cercetărilor este — în general — cu atît mai mare cu cît perspectivele de valorificare sînt mai îndepărtate: cercetarea pură sau fundamentală pare a fi, prin excelenţă, o cercetare de foarte lungă durată, în timp ce cercetarea de dezvoltare se caracterizează prin durate scurte. Acceptînd regula, nu trebuie scăpate din vedere excepţiile, determinate fie de efectul unor intuiţii geniale, în cazul cercetărilor fundamentale, fie prin exploatarea riguroasă a factorului timp. Astfel, în multe cazuri, la scurt timp după abordarea unei cercetări de „perspectivă", pot rezulta şi pot fi abordate teme de cercetare de „dezvoltare", cercetarea de „perspectivă" continuînd în paralel. Această „paralelizare de faze" poate schimba raportul de durată dintre diferitele categorii de cercetare, fiind deosebit de importantă alegerea justă a momentului de declanșare a cercetării de dezvoltare.

6. În ce măsură diferențierii în categorii de cercetare, expusă mai sus, îi corespunde o profilare diferențiată a unităților în care se desfășoară activitatea de cercetare industrială?

Există astăzi numeroase tipuri de unități de cercetare care, pînă la urmă, pot fi reduse la următoarele: a — unități cu caracter *național* (sau internațional), proprietate de stat sau a unor fundații cu mari resurse financiare; b — unități care aparțin unor *grupuri industriale*; c — unități în cadrul *uzinelor*; d — unități de cercetare din *învățămîntul superior*. Pentru simplificare nu au fost specificate distinct institutele de cercetare independente (destul de numeroase în S. U. A. și în țările vesteuropene), în ideea că acestea se pot identifica, deocamdată, în funcție de activitatea lor, cu una dintre categoriile de mai sus.

Diversitatea enormă a cercetărilor științifice industriale în etapa actuală exclude orice reguli rigide de profilare a acestor unități. Se poate formula totuși următoarea regulă rezultată din experiență: *cercetarea industrială trebuie să se apropie cu atît mai mult de locul unde se desfășoară producția, cu cît perspectivele ei de valorificare sînt mai apropiate.* Figura 2 reprezintă schematic o repartizare a profilului de cercetare corespunzător acestei reguli. Se vede că cercetarea pură este, în principal, atribuită unităților din prima categorie care efectuează totuși și cercetări aplicative cu caracter de perspectivă. Cercetarea aplicativă de dezvoltare revine industriei, desfășurîndu-se atît la nivelul uzinei cît și al grupului industrial.

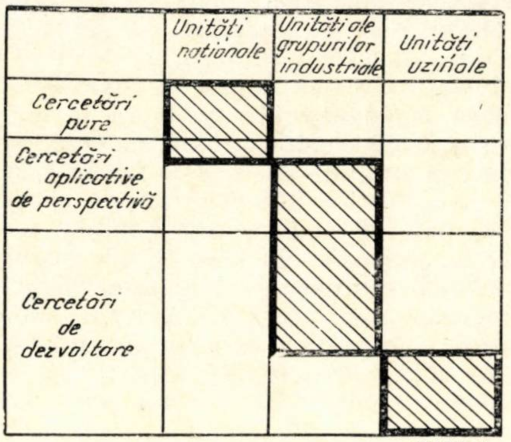


Fig. 2

Activitatea de cercetare care se desfășoară în învățămîntul superior necesită considerente particulare, ea fiind destinată unui dublu scop: formării de cadre și rezolvării de probleme concrete. Ținînd seamă și de marea varietate de nivel a cadrelor de care dispune, dintre care unele — tineretul — cu înclinații spre experimentare practică și altele cu preocupări mai mult teoretice, pare oportun ca tematica de cercetare din învățămîntul superior să cuprindă atît cercetări pure cît și aplicative.

Repartizarea activității de cercetare în cadrul grupurilor industriale îmbracă forme diferite, în funcție de gradul de centralizare sau descentralizare care caracterizează conducerea grupului respectiv. Independent însă de modul mai mult sau mai puțin descentralizat al conducerii, există tendința *concentrării* activității de cercetare în unități specializate care dispun de o puternică bază materială și de cadre. Această concentrare este cu atît mai oportună cu cît efortul care trebuie prestat în activitatea de cercetare este mai mare, solicitînd investiții importante în laboratoare și instalații de încercări. Concentrarea acestor investiții aduce avantaje economice directe, în timp ce concentrarea potențialului de cercetare permite elasticitate maximă și timp de răspuns minim. Nivelul de descentralizare în conducere se reflectă în echilibrul care se creează între preocupările de cercetare la nivelul grupului industrial. În unele grupuri industriale cu conducere centralizată, unitățile centrale de cercetare efectuează întreaga activitate de cercetare-dezvoltare, uzinelor revenindu-le exclusiv pregătirea fabricației. În condițiile unui sistem descentralizat, ca de exemplu acela al grupului General Motors din S. U. A., centrul de cercetări se ocupă exclusiv de „proiecte cu termen lung", independent dacă acestea sînt orientate spre eliminarea unor deficiențe de calitate (zgomote, vibrații), căutarea unor soluții noi pentru diferite elemente componente ale autovehiculelor, sau sînt cercetări aplicative cu caracter general [7]; activitatea de cercetare-dezvoltare a noilor modele de autovehicule este în întregime în sarcina diviziilor (Buick, Chevrolet etc.).

În legătură cu aceasta, este justificată părerea că uzina este locul cel mai potrivit pentru rezolvarea „problemelor imediate" și că ea trebuie să înțeleagă necesitatea de a trece celelalte probleme asupra unității centrale de cercetare. Un rol important îl are tradiția și mentalitatea conducerii uzinei. Dacă fabrica manifestă timiditate în introducerea tehnicii noi, atunci impulsul inovator trebuie să vină din alte părți (de la centru). Dacă, dimpotrivă, fabrica posedă o capacitate tehnică deosebită, ea va avea și posibilitatea de a se concentra asupra unor proiecte de mare perspectivă [6].

O condiție esențială pe care o punem astăzi oricărei structuri de unități de cercetare industrială este aceea de a se asigura *trecerea fluentă* *de la o etapă la alta a cercetării, pînă la valorificarea în producţie.* Experienţa arată că zonele marginale (de legătură între cercetarea pură şi cea aplicativă, între cercetarea aplicativă şi introducerea în fabricaţie) concentrează cele mai multe neajunsuri care diminuează efectul economic al activităţii de cercetare. Pentru ca o astfel de trecere fluentă să fie posibilă, este necesar să existe pregătit lanţul de „ecluze” care face posibilă trecerea, în genul schemei din figura 2.

Cele mai mari greutăţi apar în zona de trecere cercetare-industrie. Regula ca cercetarea de dezvoltare să fie organizată şi condusă de industria producătoare porneşte tocmai de la faptul că aceste greutăţi apar în industrie, industria fiind deci aceea care le poate preveni prin măsuri corespunzătoare.

Cele mai multe neajunsuri care afectează zona de trecere cercetare-producţie sînt imputabile lipsei de elasticitate a industriei, dificultăţilor obiective pe care ea le întîmpină pentru a se adapta inovaţiei. Este de întrevăzut un viitor nu prea îndepărtat în care astfel de piedici vor fi complet îndepărtate. Ne putem imagina o industrie supraelastică, structurată de exemplu astfel (pentru serii mici) : fabrici automate de piese — compuse din linii automate cu comandă numerică — şi fabrici de montaj în care predomină munca manuală, dar care pot monta orice maşină. O astfel de industrie are un profil extrem de larg (este nespecializată) şi este dispusă să cumpere orice fel de tehnică nouă, neavînd, practic, probleme la schimbarea producţiei. În astfel de condiţii, organizarea activităţii de cercetare într-o reţea de unităţi formînd un grup industrial independent, cu specialitatea „cercetare”, ar putea oferi — probabil — avantaje apreciabile.

7. Unul dintre parametrii de orientare a activităţii de cercetare în industrie îl constituie *ponderea* diferitelor lucrări de cercetare.

Se pune întrebarea dacă industria trebuie să se ocupe de cercetare *pură*. Prin definiţie, cercetarea pură* nefiind destinată valorificării în industrie, iar industria acţionînd exclusiv ca organism lucrativ, un răspuns negativ ar părea corect. Privind însă cercetarea pură ca o sursă importantă de cercetări aplicative ulterioare, în cadrul fluxului continuu cercetare-producţie, despre care s-a vorbit la paragraful 2, importanţa ei pentru industrie începe să apară. Rezultate în cercetarea pură pot determina pornirea cu un ceas mai devreme a unor cercetări aplicative utile, ceea ce înseamnă un cîştig de timp. Nu mai puţin, ele pot deschide noi orizonturi industriei, ceea ce permite orientarea corespunzătoare a întregii dezvoltări industriale. De aceea, trebuie subliniată datoria industriei de a stimula cercetarea pură, de a se menţine în contact cu rezultatele ei, de a examina împreună cu organizaţiile de cercetare de resort aceste rezultate şi posibilităţile de folosire a lor în cercetarea aplicativă. Finanţarea unor astfel de cercetări de către industrie este un fenomen des întîlnit.

Pentru industrie este deosebit de important de a se menţine un echilibru corect între atenţia acordată cercetării aplicative de perspectivă şi cercetării de dezvoltare. Întrucît numai ultima se pretează la o valorificare industrială, este normal ca ponderea cea mai însemnată a cheltuielilor de cercetare să fie alocată cercetărilor de dezvoltare. Pentru a obţine o eficienţă economică ridicată şi promptă a activităţii de cercetare industrială, este necesar ca o cît mai mare parte a efortului să fie concentrată în cercetarea de dezvoltare.

În timp ce cercetarea de dezvoltare asigură viitorul imediat al industriei pe care o deserveşte, cercetarea aplicativă de perspectivă îi pregăteşte viitorul mai îndepărtat. Cercetarea de perspectivă este destinată, pe de o parte, să orienteze cercetarea de dezvoltare în domeniul în care se ocupă industria respectivă, pe de altă parte, să deschidă fronturi noi de lucru în domeniul respectiv sau în domenii conexe. Cercetarea de perspectivă este aceea care creează cele mai importante posibilităţi de brevetare a unor soluţii originale. În multe cazuri, numai cercetarea de perspectivă este aceea care permite trecerea de la ceea ce am putea numi „progresul defensiv”, de fapt lupta pentru a reduce sau menţine cît mai aproape de zero decalajul faţă de realizările de vîrf ale tehnicii mondiale, la un „progres ofensiv”, caracterizat prin deschiderea de drumuri noi.

Astfel privită, cercetarea de perspectivă îşi găseşte locul în preocupările tuturor marilor grupuri industriale, acest loc fiind cu atît mai însemnat cu cît capacitatea financiară a grupurilor respective este mai importantă. De altfel, posibilitatea marilor grupuri industriale de a efectua cercetări de perspectivă constituie unul din avantajele acestora în raport cu grupurile industriale de mai mică anvergură. Aprecierile asupra ponderii pe care cercetările pure şi de perspectivă trebuie să o deţină în cadrul bugetelor de cercetare sînt foarte diferite [7], [8]. Părerile unor industriaşi britanici din industria chimică şi constructoare de maşini converg în jurul cifrelor de 25 — 33%; după alte păreri, costul asigurării „perspectivei viitorului” se ridică la 5 — 15% din bugetul afectat inovaţiei tehnologice.

Orientarea activităţii de cercetare în funcţie de modul de valorificare a acesteia se face, în unele cazuri, prin stabilirea *plafoanelor de ponderi*. Aşa de exemplu, în anumite condiţii în care este necesar să se dea prioritate efectului economic imediat, se poate impune ca o anumită organizaţie de cercetare să-şi stabilească programul de lucru astfel încît cercetarea de dezvoltare să-l ocupe în proporţie de cel puţin 80 sau 85 %. În unele cazuri, este necesară stabilirea unor plafoane minime pentru cercetarea de perspectivă (de exemplu 30 %), cu scopul de a preveni ca unităţile de cercetare să acorde o excesivă prioritate cercetărilor de dezvoltare care asigură participări imediate la beneficii, în detrimentul cercetărilor de perspectivă, care pregătesc viitorul mai îndepărtat.

---

* Uneori este folosit şi termenul de cercetare „dezinteresată”.

8. Pînă acum s-a făcut abstracţie de *obiectul* cercetării, deşi pentru o corectă orientare a activităţii de cercetare industrială este foarte important de ştiut în ce măsură un domeniu oarecare al tehnicii necesită mai multă activitate de cercetare decît altul şi care sînt factorii care pondereazä activitatea de cercetare industrială în funcţie de domeniul în care se desfăşoară.

Cunoscînd că nivelul tehnic al unui produs (al unei grupe de produse) evoluează (în sens crescător) în timp datorită impulsului exercitat de cercetarea ştiinţifică, se deduce că — într-un anumit domeniu — *viteza de creştere a nivelului tehnic este direct proporţională cu volumul de cercetare ştiinţifică afectat domeniului respectiv.* Într-adevăr, este bine cunoscut faptul că tehnica aerospaţială sau electronică evoluează mai repede decît tehnica siderurgică, de exemplu, ceea ce corespunde, de altfel, cu un efort de cercetare proporţional mai mare în primele două domenii în raport cu ultimul.

Se pretează regula de mai sus la aprecieri mai exacte? Putem încerca să definim *nivelul tehnic* al unui produs ca o sumă de indici de nivel tehnic I (de exemplu greutate specifică, randament etc.), acordînd fiecărui indice un coeficient de valoare relativă k, astfel:

$$N = f(t) = \sum_{i=1}^{n} k_i I_i. \qquad (1)$$

Menţinînd pentru aceeaşi grupă de produse, aceiaşi indici şi aceiaşi coeficienţi, se pot obţine evident cifre de „nivel tehnic'' perfect comparabile.

Evident că variaţia în timp a lui N este determinată de faptul că fiecare astfel de indice I variază în timp (unii în sens pozitiv, alţii în sens negativ), astfel că viteza de creştere a nivelului tehnic se poate reprezenta ca o sumă a vitezelor de variaţie ale diferiţilor indici de nivel tehnic:

$$\frac{\mathrm{d}N}{\mathrm{d}t} = v_N = \sum_{i=1}^{n} k_i \frac{d\,I_i}{dt}. \qquad (2)$$

Există prea puţine date statistice asupra vitezei de variaţie a indicilor de nivel tehnic, deşi utilizarea acestor indici a devenit curentă iar metoda de determinare a nivelului tehnic şi a vitezei de variaţie a acestuia, indicată mai sus, ar putea fi utilizată fără complicaţii. Aşa de exemplu, ştiind că viteza de deplasare este un indice important de nivel tehnic al vehiculelor de transport, s-ar putea deduce cu uşurinţă legătura strînsă dintre efortul deosebit depus în ultimele decenii de cercetarea ştiinţifică în domeniul vehiculelor aerospaţiale şi viteza de creştere a vitezei de deplasare a acestora, mult mai ridicată decît a navelor sau a materialului de cale ferată.

Pe această cale s-ar putea deduce unele relaţii cantitative interesante, ca de exemplu cît a costat (în cheltuieli de cercetare) creşterea vitezei cu 10 km/h la vehicule spaţiale şi pe şine, sau reducerea cheltuielilor pe tf.km cu 1 %. S-ar putea deduce, de asemenea, în ce măsură, o dată cu scăderea vitezei de progres tehnic, scade şi productivitatea cercetării, aceasta devenind mai costisitoare în comparaţie cu progresele obţinute.

Sînt mai uzuale diferite date comparative care arată efortul de cercetare depus în diferite domenii, în funcţie de viteza cu care evoluează tehnica în domeniul respectiv, de exemplu cele din tabela 1 [2].

Tabela 1

Ramura industrială	% din producţia netă cheltuite pentru cercetare	Durata pînă la dispariţia produsului ani
Aeronautică	35,7	0,5
Electronică	11,9	16
Instrumente	10,0	18
Electrotehnică	9,8	19
Chimie	6,0	61
Oţel	0,9	100

În condiţiile unei pieţe pe care preţurile sînt stabilite pe criterii de concurenţă, în locul noţiunii complexe de nivel tehnic se face uz de noţiunea de ***beneficiu***, ceea ce simplifică modul de prezentare a problemei.

Se pleacă de la premisa că, în aceste condiţii, o întreprindere care încetează să facă inovaţii este expusă la scăderea treptată a beneficiilor, acestea ajungînd la zero într-un interval de timp cu atît mai mic cu cît viteza de învechire a produselor sale este mai mare (fig. 3). De unde concluzia că—pentru a preveni scăderea beneficiului—trebuie angajate cheltuieli de cercetare cu atît mai mari, cu cît viteza de învechire, respectiv de progres tehnic al produselor, este mai mare. Figura 4 arată [2] o corelaţie aproximativă între nivelul cheltuielilor de cercetare şi „durata pînă la dispariţia produsului'' (expresia inversă a vitezei de progres) în cazul a două strategii distincte: prima „defensivă'' (menţinerea beneficiului constant), a doua „ofensivă'' (creşterea beneficiului cu 3 % pe an).

9. În activitatea practică de coordonare a cercetării ştiinţifice, numeroase *alte criterii* ajută la orientarea acesteia. După ce s-a stabilit proporţia tematicii de perspectivă faţă de aceea de dezvoltare, după ce au fost evidenţiate domeniile în care trebuie depus cel mai mare efort, este de stabilit, în cadrul fiecărui domeniu, acea tematică prioritară asupra căreia să se concentreze principalele eforturi. *Alegerea priorităţilor* este o operaţie de care depinde în mare măsură eficienţa cercetării

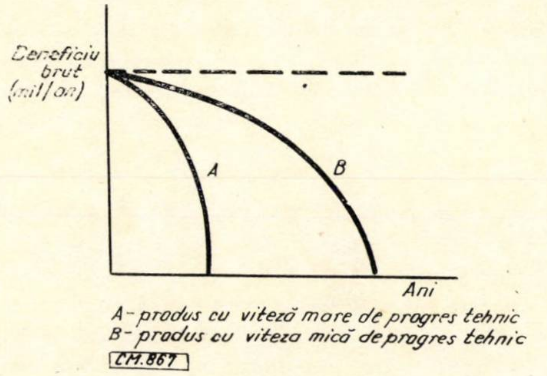


Fig. 3

ştiinţifice. Evident că, oricare criteriu s-ar recomanda pentru efectuarea selecţiei, el nu poate avea un caracter absolut. Aceste criterii sînt strîns legate de momentul în care se face selecţia, de sarcinile de ansamblu ale economiei în acel moment, de însuşi domeniul în care se face selecţia. Vom enunţa unele dintre aceste criterii.

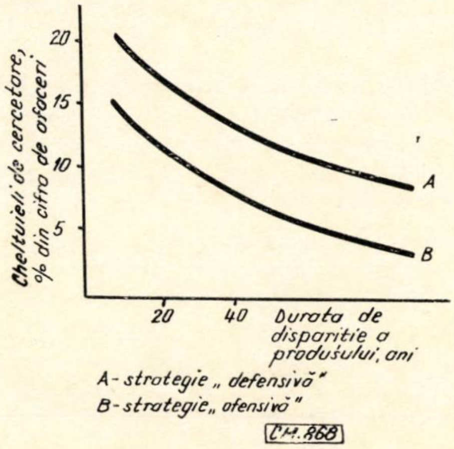


Fig. 4

Valorificarea resurselor de materii prime şi reducerea consumurilor de materiale deficitare reprezintă o orientare de cea mai mare importanţă pentru cercetarea industrială într-o ţară ca a noastră, care nu dispune de resurse satisfăcătoare pentru numeroase materii prime de bază, ca de exemplu minereul de fier, şi se găseşte în plină desfăşurare a unui program multilateral de dezvoltare. Cercetarea ştiinţifică poate influenţa în măsură hotărîtoare economia de materiale, asigurînd dinamismul indicatorilor de consum specific sau greutate specifică. Atît cercetarea care are ca obiect elaborarea unui produs nou, cît şi cea îndreptată spre punerea la punct a unui nou proces, pot fi la fel de eficiente în această direcţie. De exemplu: valorificarea superioară a resurselor minerale, de hidrocarburi, lemnoase şi alimentare; concepţia de noi maşini şi agregate complexe în care echipamentul electric şi în special cel electronic să preia funcţiile unor organe mecanice; folosirea de noi metode de calcul, precum şi a diferitelor sisteme de modelare pentru optimizarea soluţiilor constructive etc. În condiţiile economice ale ţării noastre, este oportun să se acorde prioritate acelor cercetări care duc, fie la *economia de valută*, prin diminuarea importurilor, fie la resurse noi de valută, prin crearea unor posibilităţi suplimentare de export. O resursă specifică de valută o constituie vînzarea de brevete rezultate în urma cercetării ştiinţifice.

În cadrul unui anumit domeniu este raţional să se dea prioritate acelor cercetări pentru rezultatele cărora există condiţii de *valorificare* deosebit de favorabile. Aşa, de exemplu, trebuie să fie tratate, în mod prioritar, teme legate de realizarea unor produse noi pentru care există în ţară o industrie de specialitate cu potenţial tehnic şi capacitiv ridicat, sau pentru a căror fabricaţie dispunem de materii prime. Trebuie preferate teme a căror valorificare industrială se poate realiza cu investiţii minime, folosind mai bine capacităţile existente. Aceasta, nu numai pentru economia de investiţii în sine, ci şi pentru avantajele — uneori deosebit de mari — pe care le oferă posibilitatea de a porni noua producţie cu un ceas mai devreme.

Un criteriu primordial de orientare prioritară a cercetării ştiinţifice îl constituie dinamismul indicatorilor care caracterizează nivelul tehnic al produselor. Aşa cum rezultă şi din datele arătate în paragraful anterior, aceşti indicatori evoluează în mod diferenţiat. În timp ce în electronică cele mai mari progrese s-au făcut în ceea ce priveşte miniaturizarea şi siguranţa în funcţionare a elementelor şi aparatelor, în construcţia maşinilor-unelte a evoluat mai rapid nivelul de automatizare, precizia de prelucrare şi durata de menţinere în timp a preciziei. Este normal ca îmbunătăţirea unor astfel de indicatori să formeze obiectul tematicilor prioritare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Directivele C.C. al P.C.R. cu privire la perfecţionarea conducerii şi planificării economiei naţionale. În : Scînteia, nr. 7486, 8 oct 1967.

[2] *Duckwarth*, W.E. The pay-off from research in industry, New Scientist, nr. 524, dec 1966.

[3] *Helmuth Krauch*. Förderungsmassnahmen für die technische Entwicklung in Deutschland. VDI Zeitschrift Bd 108, nr. 1, ian 1966.

[4] *Remus Răduleţ*. Structura ştiinţelor şi criteriilor clasificării cercetărilor ştiinţifice, Bucureşti, 1967.

[5] *Baron J.J.* Expunere la conferinţa „Recherche nucléaire" organizată de „Association technique pour l'Energie Nucléaire". Bulletin d'informations ATEN nr. 72, iul-aug. 1968.

[6] *Woodward, F.N.* The strategy of Rand D. „The Director' Anglia, apr 1968.

[7] *Alfred P. Sloan jr.* „My years with General Motors" Sidgwick and Jackson, 1965.

[8] * * * Royal Society on R. & D. Engineering, 29 nov 1968.

CZ 629.114.5.001.5

Influenţa diferiţilor parametri asupra calităţilor dinamice în regim de funcţionare nestaţionar a autobuzului TV—20 UE

Dr. ing. Vasile CÎMPIAN – Institutul politehnic – Braşov

Pentru determinarea experimentală a calităţilor dinamice în regim de funcţionare nestaţionar s-a determinat variaţia vitezei de deplasare a autobuzului în cicluri închise de mişcare funcţie de spaţiul şi durata ciclului, pe baza cărora s-a putut determina variaţia vitezei medii în cicluri închise de mişcare funcţie de spaţiul ciclului, parametru ce caracterizează dinamicitatea autovehiculelor în regim de funcţionare nestaţionar [1], [2], [4].

Înregistrarea variaţiei vitezei de deplasare a autobuzului în cicluri închise de mişcare funcţie de spaţiul şi durata ciclului s-a putut realiza cu o instalaţie a cărei schemă generală este arătată în figura 1.

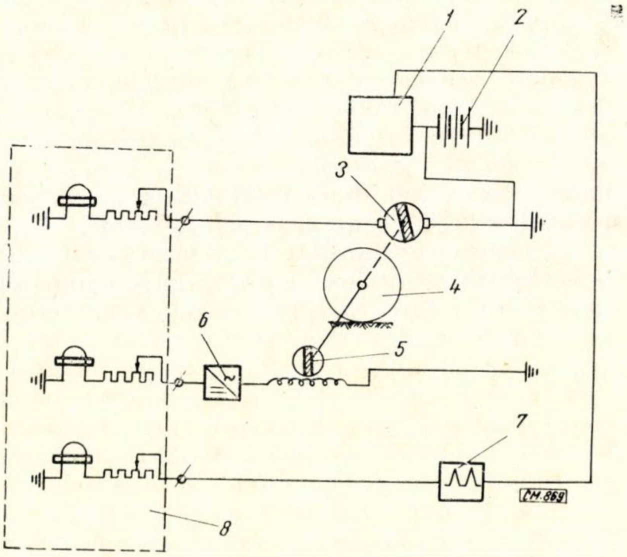


Fig. 1

Pentru înregistrarea spaţiului parcurs de autobuz se foloseşte drept traductor roata liberă *4*, pe axul căreia se montează întrerupătorul *3*. Impulsurile date de acest traductor sînt înregistrate pe banda oscilografului cu bucle *8*.

Viteza de deplasare a autobuzului se înregistrează cu ajutorul tahogeneratorului *5*, montat pe axul roţii libere *4*, prin redresorul *6*, pe oscilograful *8*.

Dispozitivul de timp *7* permite înregistrarea intervalelor de o secundă pe banda oscilografului *8*.

Schema de principiu a instalaţiei electrice folosită pentru înregistrarea variaţiei vitezei de deplasare a autobuzului este arătată în figura 2.

Variaţia tensiunii tahogeneratorului de curent alternativ *2*, antrenat de roata liberă *1*, este înregistrată de bucla *6* a oscilografului, prin intermediul unui circuit format din redresorul cu semiconductoare *3*, care redresează curentul alternativ debitat de tahogenerator şi din filtrul *4*. Filtrul *4*, necesar pentru îndreptarea pulsării tensiunii tahogeneratorului, se compune din condensatoarele C_1, C_2 şi C_3 şi rezistenţa R_1.

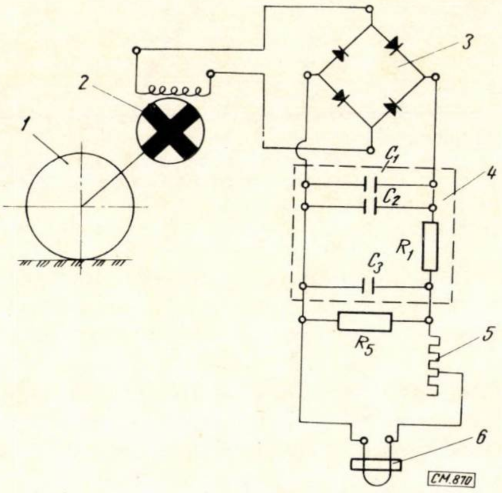


Fig. 2

Pentru adaptarea circuitului la parametrii buclei *6* în paralel cu ea se montează rezistenţa de sarcină R_5.

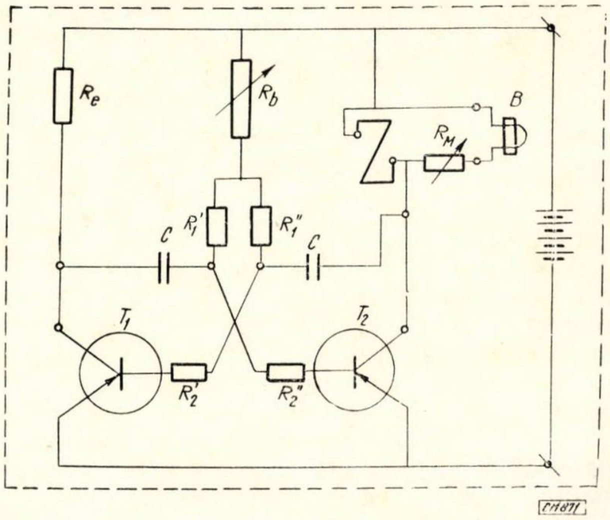


Fig. 3

Stabilirea amplitudinii înregistrării pe banda oscilografului s-a făcut cu ajutorul potenţiometrului *5*.

Schema electronică a dispozitivului de timp este arătată în figura 3.

Pentru a obține intervale de timp de circa o secundă s-a folosit multivibratorul cu transistoare, care permite obținerea unor impulsuri dreptunghiulare. Montajul este format din transistoarele T_1 și T_2, care conduc pe rînd, producînd bascularea montajului.

În scopul obținerii perioadei de o secundă, rezistența R_b este variabilă. Circuitul transistorului T_2 fiind legat în paralel cu bucla B, impulsurile pot fi înregistrate pe banda oscilografului. Rezistența R_e are rolul de a echilibra montajul, iar rezistențele R_1', R_1'', R_2', R_2'' sînt necesare pentru funcționarea corectă a transistoarelor.

Avînd o instalație de felul celei arătate în figura 1, a fost posibilă studierea influenței intensității demarajului și a puterii specifice a autobuzului asupra dinamicității în regim de funcționare nestaționar a autobuzului TV–20 UE.

1. *Influența intensității demarajului asupra dinamicității în regim de funcționare nestaționar a autobuzului TV-20 UE*

Pentru a pune în evidență influența intensității demarajului asupra dinamicității în regim de funcționare nestaționar, au fost determinate experimental ciclurile închise de mișcare funcție de timp și spațiu pentru trei deschideri ale clapetei carburatorului (100%, 75% și 50%), cicluri reprezentate în figura 4.

Din figura 4 rezultă ca o primă observație faptul că demarajul cu clapetă de accelerație deschisă 50% apare în direcție numai la viteze sub 52 km/h.

În cazul unei viteze plafon de 60 km/h, spațiul ciclului crește la reducerea deschiderii clapetei de accelerație cu 9% la deschiderea de 75% față de ciclul obținut la o deschidere a clapetei de 100%, fapt ce se datorește în exclusivitate creșterii spațiului în perioada de demaraj. De asemenea, în aceleași condiții timpul ciclului crește cu circa 11%.

Pentru a realiza aceleași cicluri (același drum al ciclului) cu deschideri mai mari sau mai mici ale clapetei de accelerație față de cea de 75%, se adaugă în ambele cazuri o mișcare staționară care diferă în funcție de deschiderea clapetei de accelerație.

La deschideri ale clapetei de accelerație mai mari de 75%, viteza de regim este de 60km/h, iar durata deplasării staționare scade pe măsură ce deschiderea clapetei tinde spre 75%.

La deschideri mai mici de 75%, viteza de deplasare variază în funcție de deschiderea clapetei de accelerație, iar durata mișcării se micșorează pe măsură ce deschiderea se apropie de 75%.

În urma celor arătate, referitor la influența intensității demarajului, rezultă că viteza medie a ciclului limită va fi influențată de durata mișcării staționare și față de viteza medie a ciclurilor formate numai din faze ale mișcării nestaționare se produce o apropiere a vitezelor medii pentru diferite deschideri ale clapetei de accelerație, respectiv diferite intensități ale demarajului. De asemenea, se poate remarca faptul că diferența dintre viteza medie a ciclului cu deschidere a clapetei de accelerație de 100% și cu deschidere de 75% este mai mică decît diferența dintre viteza medie a ciclului cu deschidere 75% și celei cu deschiderea 50%. Deci ciclul obținut cu deschiderea de 75% constituie ciclul limită, care poate fi obținut numai cu faze ale mișcării nestaționare avînd viteza maximă de 60 km/h.

În exploatare parametrul impus îl constituie atît lungimea ciclului cît și durata lui, condiționate fiind de orașul unde are loc exploatarea autobuzului. Influența acestor două mărimi poate fi cuprinsă în viteza medie pe ciclu, de unde rezultă și concluzia că parametrul optim de apropiere a dinamicității autovehiculului

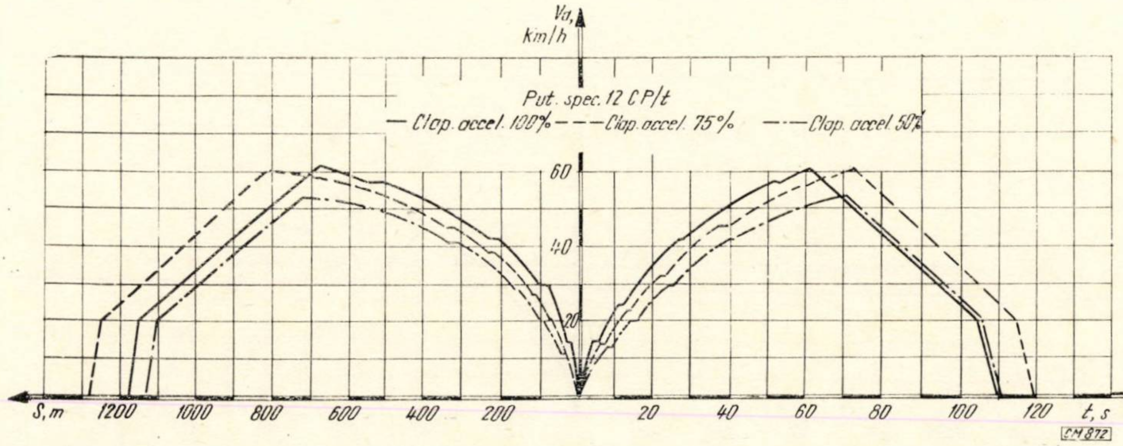


Fig. 4

la funcţionarea în cicluri închise de mişcare îl constituie viteza medie pe ciclu.

Pentru găsirea regimurilor de funcţionare optime (fig. 5) este trasată curba de variaţie

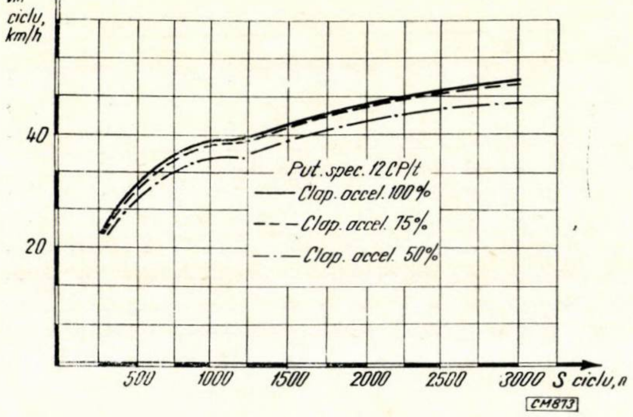


Fig. 5

a vitezei medii pentru cele trei deschideri ale clapetei de acceleraţie, variaţii obţinute prin prelucrarea ciclurilor de bază date în figura 4.

Creşterea bruscă a vitezei medii pentru valori mici ale spaţiului ciclului are loc datorită creşterii valorii specifice a fazei de acceleraţie. Unele scăderi ale vitezei medii, pentru creşteri ulterioare ale spaţiului, se explică prin introducerea în ciclu a fazei de încetinire. Creşterea lină în continuare a vitezei medii se produce din cauza creşterii fazei mişcării staţionare.

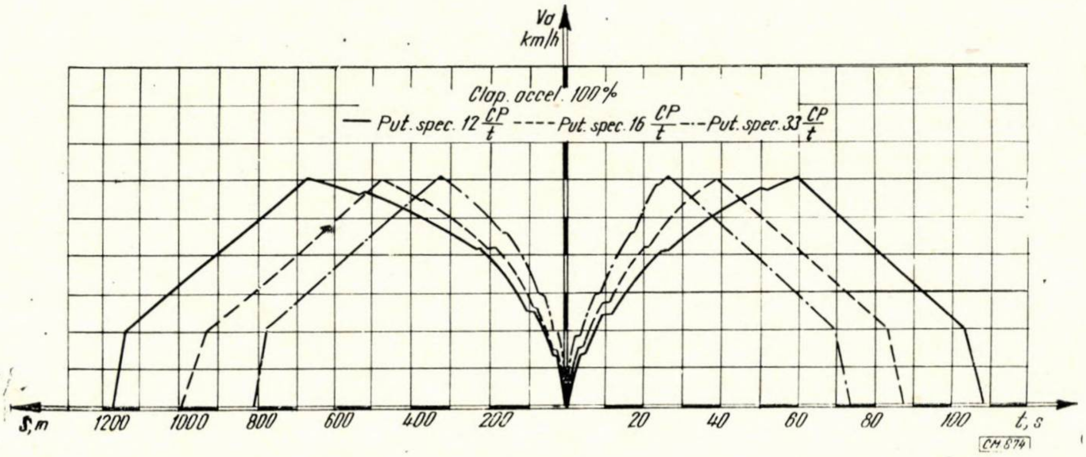


Fig. 6

Din diagrama variaţiei vitezei medii rezultă o serie de concluzii foarte importante, şi anume :

Mărimea distanţei ciclului are o influenţă mare asupra vitezei medii în special în domeniul spaţiilor pînă la 1 000 m, pe cînd la spaţii mai mari se observă influenţa regimului staţionar.

Totodată se observă că influenţa deschiderii clapetei de acceleraţie este mai puţin pronunţată la lungimi de ciclu sub 750 m. O diferenţă neglijabilă există, în special, la deschideri mai mari de 75%, diferenţă care creşte pe măsură ce deschiderea clapetei de acceleraţie scade sub 75%.

Din toate acestea rezultă clar faptul că pentru o anumită construcţie a autobuzului se poate obţine o dinamicitate optimă numai pentru anumite mărimi ale ciclului. Acest lucru rezultă deosebit de pregnant dacă se studiază influenţa puterii specifice a autobuzului asupra dinamicităţii lui în regim de funcţionare nestaţionar.

2. *Influenţa puterii specifice a autobuzului TV-20 UE asupra dinamicităţii în regim de funcţionare nestaţionar*

Pentru a ilustra influenţa puterii specifice, în figura 6 se prezintă ciclurile închise de mişcare determinate experimental pentru trei puteri specifice $\left(12\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}},\ 16\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}\ \text{şi}\ 23\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}\right)$.

Comparînd ciclurile din figura 6 cu cele din figura 4, se observă că puterea specifică influenţează mult mai mult forma ciclului, în comparaţie cu diferitele deschideri ale clapetei de acceleraţie.

Din diagrama de variaţie a vitezelor medii funcţie de spaţiul ciclului pentru cele trei puteri specifice (fig. 7) se observă deosebiri mai pronunţate între dinamicitatea obţinută cu $12\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}$ şi cea obţinută cu $16\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}$. La creşterea în continuare a puterii specifice diferenţele sînt mult mai mici, fapt ce face ca o putere specifică exagerat de mare să nu aducă satisfacţii corespunzătoare cu efortul depus. Astfel, la un ciclu corespunzător unui spaţiu de 500 m diferenţa dintre curba corespunzătoare puterii specifice de $23\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}$ şi cea pentru $16\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}$ este de circa 2 km/h, iar între curba pentru $16\,\frac{\mathrm{CP}}{\mathrm{t}}$ şi cea pentru 12 $\frac{CP}{t}$, este de 5 km/h. Aceste diferențe devin și mai pregnante la spații peste 950 m.

Datorită faptului că încărcarea autobuzelor urbane este diferită în decursul a 24 ore, ca urmare a fluctuației de pasageri, rezultă că o analiză în acest sens poate să ducă la o organizare rațională a transportului urban.

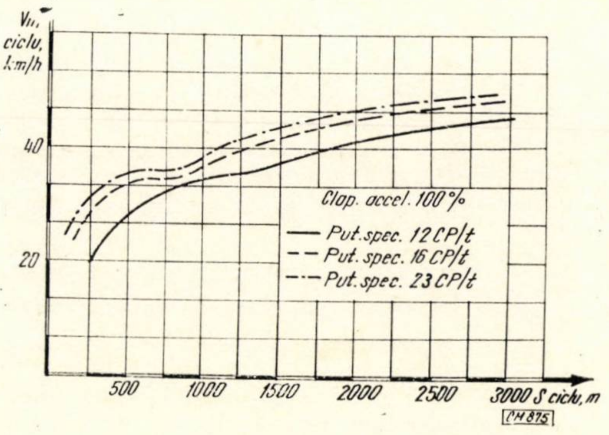


Fig. 7

În urma cercetărilor efectuate rezultă o serie de concluzii cu caracter general privind funcționarea autobuzelor urbane, și anume:

a) Mărirea puterii specifice trebuie însoțită și de o schimbare a parametrilor transmisiei. Astfel, la autobuze trebuie să existe cel puțin două rapoarte de transmitere a reductorului central, pentru a diferenția autobuzul urban care funcționează în cicluri de 300—500 m de cel suburban care lucrează în cicluri de peste 1 300 m.

b) Autobuzele cu puteri specifice mari, nu este recomandabil să fie utilizate pe cicluri cu distanțe mici.

c) Lungimea ciclurilor pe diferite trasee să fie pe cît posibil corelată și cu tipurile de autobuze folosite pe acest traseu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cîmpian, V.* Determinarea analitică a calităților de demaraj ale autovehiculelor, susținută la sesiunea jubiliară a Institutului politehnic — Brașov, 1968.

[2] *Cîmpian, V.* Studiul dinamicității și economicității autovehiculelor în regim de funcționare nestaționar. Disertație, Brașov, 1968.

[3] *Loptev, S.A.* Dorojnîe ispîtania automobilei. Moscova Mașghiz, 1962.

[4] *Lure, M.I.* și *Tokarev, A.A.* Ikorostnie kacestva i topliunaia ekonomicinosti avtomobilia. Moscova, Izdatestvo Mașinostroenie, 1967.

CZ 621.335: 621.51–71

Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuşi în W pentru locomotiva electrică de 5 100 kW

Ing. Nicolae OPREA – Institutul de cercetare şi proiectare echipamente termoenergetice – Bucureşti

Ing. Vladimir HOVNANIAN – Uzina ,,Timpuri noi" – Bucureşti

Ing. Iosif MERIŞANU – Uzina ,,Timpuri noi" – Bucureşti

Fabricarea în ţară a locomotivelor electrice de 5 100 kW a impus proiectarea şi realizarea unor agregate de tehnicitate ridicată, adecvate condiţiilor speciale de pe locomotivă, dintre care electrocompresorul a ridicat o serie de probleme cu un caracter deosebit. Printre acestea, deosebit de importante au fost : realizarea unor dimensiuni de gabarit reduse şi răcirea cu aer într-un spaţiu restrîns.

Încadrarea construcţiei într-un spaţiu delimitat de către un paralelipiped cu gabarite maxime, de 1 300 × 900 × 970 mm, nu a permis ca locomotiva electrică de 5 100 kW să poată fi echipată cu compresorul cu cilindrii dispuşi în linie tip 2A320, compresor care echipează în prezent locomotiva diesel electrică de 2 100 CP. În această situaţie, s-a recurs la dispunerea cilindrilor în W, obţinîndu-se astfel o construcţie compactă, mult mai scurtă ca lungime şi care asigură, în acelaşi timp, echilibrarea completă a forţelor de inerţie a maselor în mişcare de rotaţie şi a armonicii I a forţelor de inerţie a maselor în mişcare de translaţie (fig. 1).

Dimensiunile fundamentale, constructive şi funcţionale ale electrocompresorului cu cilindrii dispuşi în linie, tip 2A320+55c şi ale electrocompresorului cu cilindrii dispuşi în W, tip EC2, sînt redate în tabela 1.

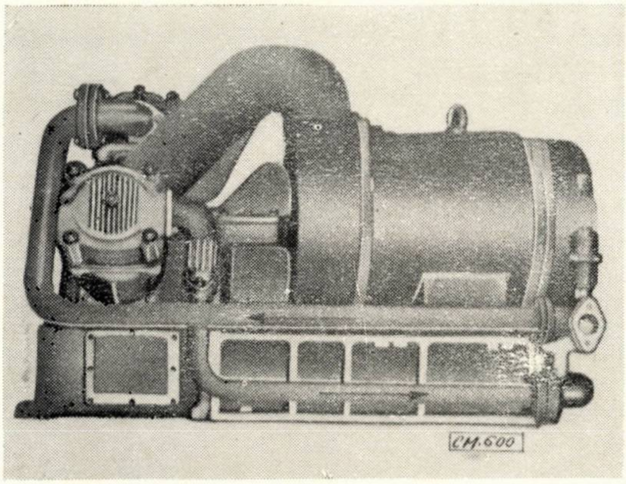


Fig. 1

Din analiza tabelei 1 se constată că varianta cu cilindrii dispuşi în W are alezaje identice cu cele ale compresorului cu cilindrii dispuşi în linie. Acest lucru a permis menţinerea, la varianta cu cilindrii dispuşi în W, a pistoanelor, segmenţilor, bolţurilor, supapelor şi a altor subansamble de la varianta cu cilindrii dispuşi în linie. S-a realizat astfel un grad de refolosire înaintat, fapt ilustrat şi de raportul dintre

Tabela 1

Nr. crt.	Parametrul	U/M	2 A320+55c	EC2
1	Tipul compresorului	–	2A320	c2
2	Tipul motorului electric de antrenare	–	55 c	P11382
3	Curentul de alimentare	–	continuu	alternativ monofazat
4	Turaţia nominală a compresorului	r/min	1 060	1 200
5	Presiunea de refulare	kgf/cm^2	10	
6	Debitul de aer refulat la presiunea de 10 kgf/cm^2 şi turaţia nominal redus la condiţiile de aspiraţie	l/min	2 500	2 200
7	Intervalul de presiune pentru care lucrează	kgf/cm^2	$8{,}5 \div 10$	
8	Dispoziţia cilindrilor	–	Linie	W la 60°
9	Numărul treptelor de comprimare	–	2	
10	Diametrul cilindrilor de joasă presiune	mm	2 × 125	
11	Diametrul cilindrilor de înaltă presiune	mm	1 × 100	
12	Cursa pistonului	mm	130	100
13	Sistemul de răcire	–	cu aer sub presiune debitat de o suflantă centrifugală	
14	Sistemul de ungere	–	circulaţie sub presiune şi stropire	
15	Greutate	kg	780	760

numărul de repere refolosite și numărul de repere total, care este de 0,65.

Din punct de vedere constructiv, compresorul montat pe electrocompresorul EC2 se compune din trei cilindri dispuși în W la 60° (fig. 1) și realizează procesul de comprimare în două trepte, astfel : aerul din atmosferă este aspirat de compresor în cilindrii etajului I printr-un filtru de aer cu site umede, de unde după comprimare este refulat prin supape, chiulase și conducte de conducere și dirijare a aerului în răcitorul intermediar ; acest răcitor este compus dintr-un pachet de țevi plasat sub placa de susținere a motorului electric, țevi străbătute de aerul comprimat în opt treceri, asigurarea circulației fiind realizată de două colectoare turnate din fontă și montate la extremitățile pachetului de țevi ; din răcitorul intermediar, printr-o conductă, aerul este aspirat în cilindrul de înaltă presiune al etajului II, unde este comprimat pînă la presiunea de refulare.

Transmiterea mișcării de la motorul electric de antrenare la compresor se realizează printr-un angrenaj cu roți dințate.

Răcirea motorului electric și a compresorului se face cu aerul debitat de o suflantă centrifugală montată pe axul motorului electric și avînd deci turația acestuia.

La noua variantă constructivă de compresor, cu cilindrii dispuși în W, o problemă care a fost analizată și rezolvată pe model a fost răcirea. Aceasta a impus realizarea unei carcase de conducere a aerului refulat de suflanta de răcire, astfel încît să se asigure aerului comprimat și uleiului din compresor temperaturi normale pentru o funcționare continuă. Pentru aceasta, s-a făcut inițial un studiu amănunțit al schemei de răcire a compresorului cu cilindrii dispuși în linie, tip 2A320, prezentată în figura 2, în urma căruia au rezultat următoarele :

— cu aceeași suflantă se asigură răcirea cilindrilor, chiulasei și răcitorului intermediar ;

— răcirea cilindrilor și chiulasei se face prin dirijarea pe suprafețele exterioare ale acestora a aerului de răcire ; în acest scop, o parte din aerul refulat de suflantă este dirijat de o carcasă de aluminiu care îmbracă partea superioară a compresorului (cilindri + chiulasă) ;

— o parte din aerul de răcire debitat de suflanta centrifugală este trimis în partea inferioară, sub placa de susținere a motorului electric unde spală, la exterior, pachetul de țevi al răcitorului intermediar, producînd astfel răcirea aerului comprimat care circulă prin interiorul țevilor ;

— cilindrii compresorului sînt astfel plasați încît aerul de răcire, refulat de către suflantă, trece mai întîi pe cilindrul etajului II și în continuare, pe cilindrii unu și doi ai etajului I.

Rezultatele măsurărilor pe ștand ale temperaturilor aerului de refulare din cilindrii etajului I (t_{1rs1}, t_{1rs2}) și II (t_{2rs}), precum și temperatura aerului aspirat în cilindrul etajului II (t_{2as}) sînt redate în diagrama din figura 3.

S-a constatat că :

— temperaturile de refulare ale aerului din cilindrii etajului I și II sînt aproximativ echilibrate, situîndu-se în jurul valorii de 205°C la presiunea de 10 ats ;

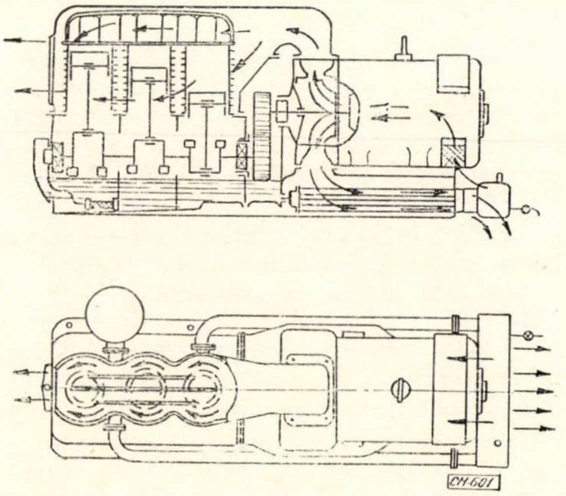


Fig. 2

— ultimul cilindru din exterior al etajului I este mai cald decît primul cilindru, lucru explicabil dacă se are în vedere că aerul de răcire spală mai întîi exteriorul primului cilindru al treptei I și după aceea cilindrul II.

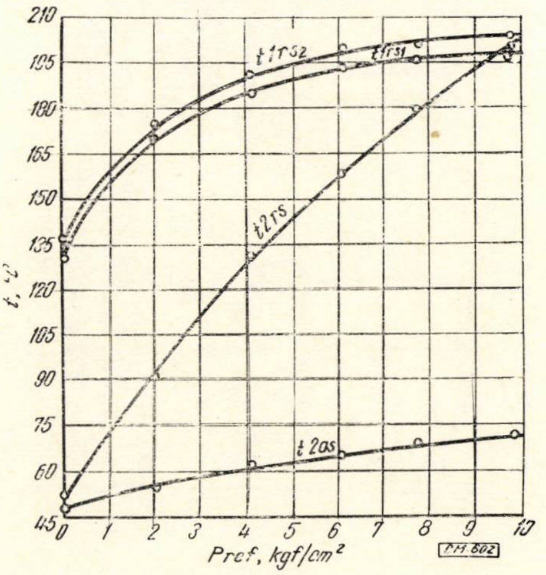


Fig. 3

Este evident că datele obținute la sistemul de răcire a compresorului cu cilindrii dispuși în linie nu pot fi generalizate pentru a cunoaște în mod precis, fără experimentări, caracteristicile de răcire ale compresoarelor cu cilindrii dispuşi în W. Informaţiile obţinute la încercarea compresorului cu cilindrii dispuşi în linie au demonstrat calitativ tendinţele termodinamice care se ivesc, în mod obişnuit, la funcţionarea oricărui compresor. Aceste informaţii au ajutat la aprecierea raţională a limitelor de temperatură şi la alegerea sistemelor de răcire a compresorului cu cilindrii dispuşi în W.

În continuare se arată obiectivele generale ale celor două serii de lucrări întreprinse pe electrocompresorul EC2 în vederea stabilirii unei răciri eficiente care să ducă la o funcţionare sigură în regim de mers continuu. Aceste lucrări au constat în :

— studiul influenţei asupra răcirii compresorului în cazul în care aerul de răcire debitat de suflantă este dirijat pe chiulase şi parţial pe cilindri ;

— studiul influenţei asupra răcirii compresorului în cazul în care aerul de răcire debitat de suflantă este dirijat pe cilindri.

În vederea realizării acestor studii s-au conceput şi construit două carcase experimentale, fiecare avînd rolul de a dirija aerul debitat de suflantă şi de a-l trimite, în prima situaţie, pe chiulasă şi în a doua pe cilindri, conform schemelor de răcire prezentate în figurile 4 şi 5.

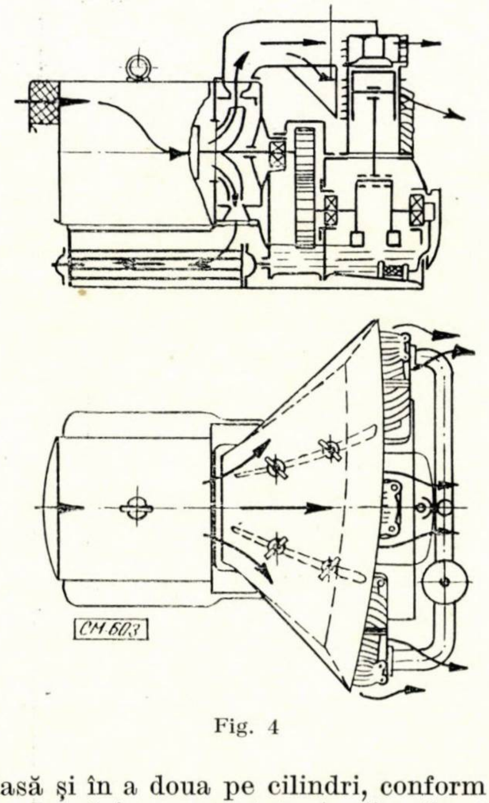


Fig. 4

Pentru uniformizarea răcirii celor trei secţiuni ale compresorului, carcasele au fost echipate cu pereţi interiori realizaţi din două părţi : una fixă şi alta mobilă rabatabilă. Părţile rabatabile ale pereţilor au fost plasate către gura de evacuare a suflantei, pentru a se crea astfel posibilitatea distribuirii, pe fiecare cilindru sau chiulasă în parte, a unei cantităţi suficiente de aer. S-a putut astfel realiza la presiuni finale de refulare, cuprinse între 8,5 şi 10 ats, pentru cilindrii etajului I temperaturi apropiate ale aerului refulat, temperaturi măsurate deasupra supapei de evacuare a fiecărui cilindru.

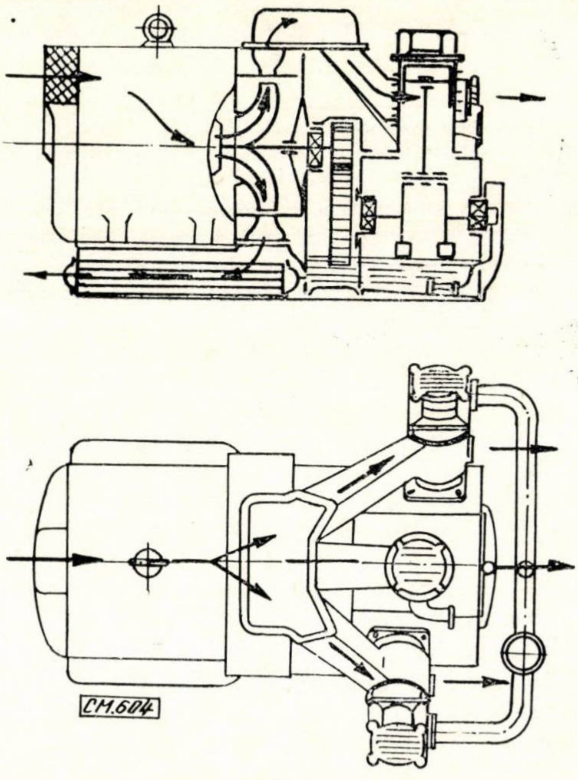


Fig. 5

Pentru reglarea cantităţilor de aer, necesare fiecărui cilindru, rotirea pereţilor s-a executat din exterior, în timpul funcţionării compresorului, pînă la echilibrarea la presiunea de 10 ats, a temperaturilor de refulare. În acest scop s-au prevăzut pe pereţii rabatabili cîte o tijă filetată cu piuliţe fluture, legătura dintre partea fixă şi cea mobilă a pereţilor realizîndu-se printr-o articulaţie cu balama bandă al cărui pivot s-a montat pe pereţii ficşi ai carcasei (fig. 6).

În urma încercărilor de laborator efectuate cu compresorul răcit în două variante, s-au trasat curbele de temperatură prezentate în figurile 7 şi 8.

Analizînd aceste curbe se pot trage următoarele concluzii :

a) Funcţionarea compresorului echipat cu carcasa care a dirijat aerul de răcire pe chiulasă şi parţial pe cilindri nu a putut fi probată decît pînă la presiunea de 8,2 ats, întrucît la această presiune compresorul s-a oprit brusc, datorită blocării pistonului de joasă presiune în cilindru.

Analizînd curbele de temperatură prezentate în figura 7, se constată că blocarea s-a produs din cauza temperaturii ridicate a aerului refulat de cilindrul doi al etajului I, care a depășit valoarea de 215°C la presiunea de 8,2 ats, temperatură obținută datorită căldurii produse prin frecarea segmenților în cilindru și care nu a putut fi evacuată.

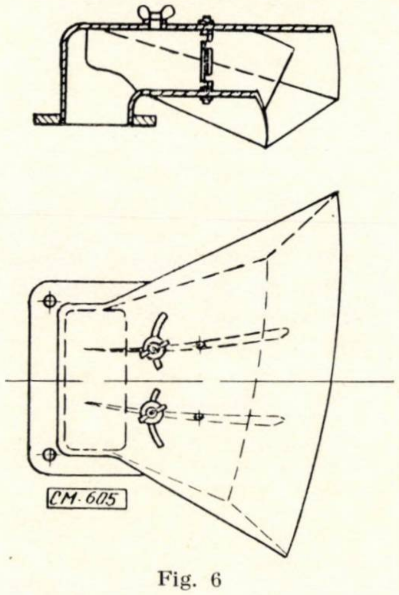


Fig. 6

b) Funcționarea compresorului avînd aerul de răcire dirijat pe cilindri a fost normală, temperatura aerului refulat la 10 ats nedepășind 210°C.

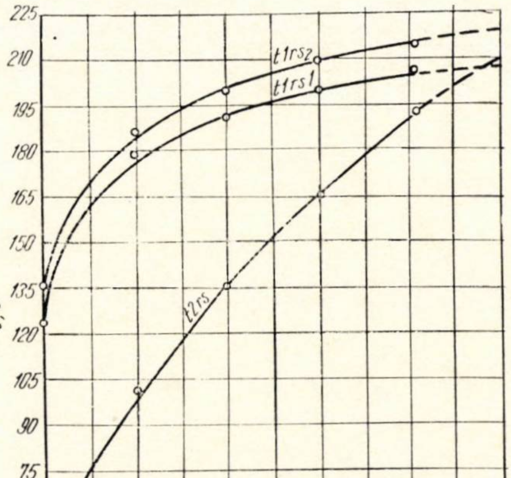


Fig. 7

Din compararea celor două măsurări rezultă că răcirea compresorului prin dirijarea aerului de răcire asupra chiulasei este ineficace și deci nu poate fi păstrată, deși pentru carcasa de dirijare a aerului rezultă o construcție mai simplă.

Blocarea pistonului în cilindrul etajului I, în cazul dirijării aerului de răcire pe chiulase, este confirmată și de temperatura uleiului de ungere din carter, la presiuni ale aerului refulat de 10 ats care depășește 95°C (fig. 9).

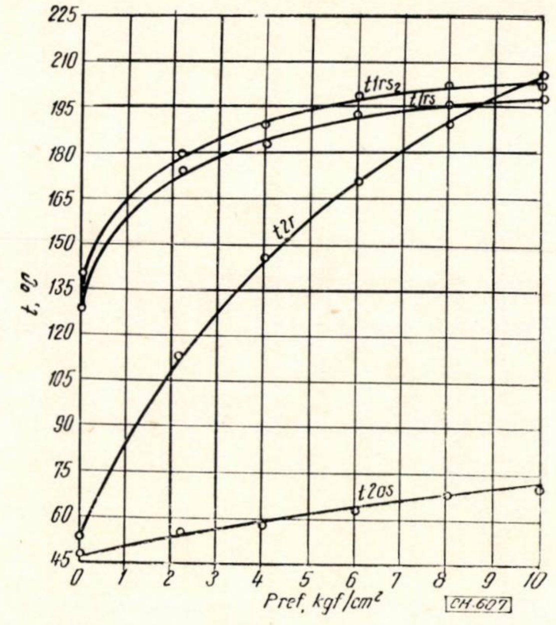


Fig. 8

Funcționarea compresorului în aceste condiții duce la fluidizarea puternică a uleiului de ungere, ceea ce face ca acesta să-și piardă calitățile de lubrifiere și deci să sporească cantitatea de căldură degajată la frecarea segmenților de cilindru.

Prin dirijarea aerului de răcire pe cilindri s-a reușit să se aducă temperatura uleiului din carter în limite acceptabile nepericuloase (maximum 70°C), temperatură la care uleiul are calități bune de ungere.

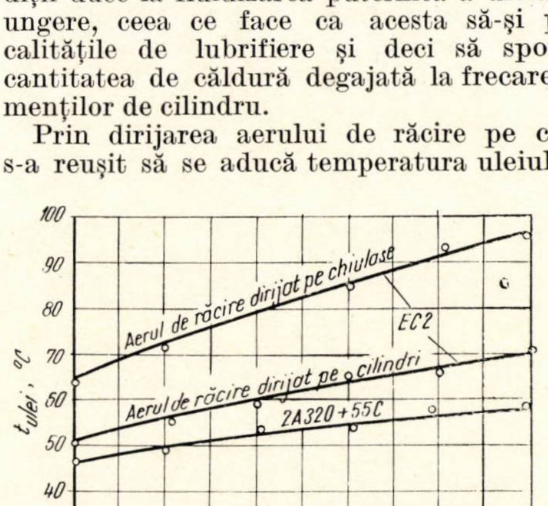


Fig. 9

În consecință, soluția definitiv adoptată, soluție bazată pe considerente termice, a fost cea în care aerul de răcire, debitat de suflantă, este dirijat pe cilindri.

În această situaţie, electrocompresorul echipat cu o carcasă care dirijează aerul de răcire pe cilindri a funcţionat pe stand continuu timp de 450 ore la presiunea de refulare de 10 ats, turaţia de 1 200 rot/min, şi temperatura de aspiraţie cuprinsă între 30 şi 45°C, fără ca să apară supraîncălziri ale aerului refulat.

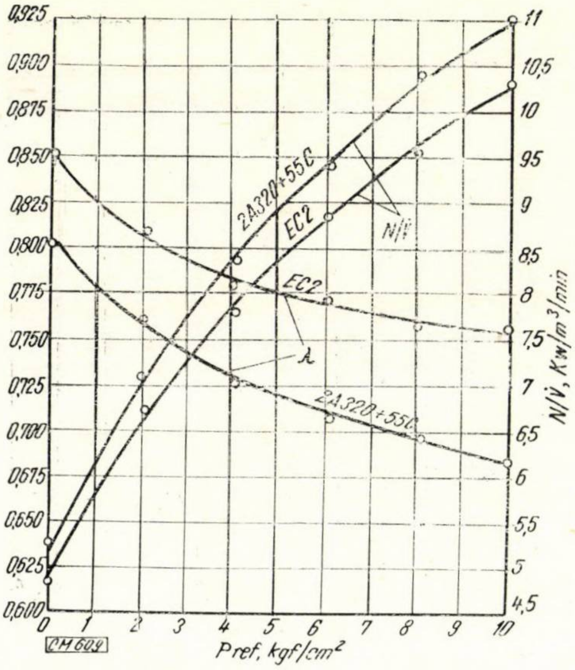


Fig. 10

Verificarea pe stand a parametrilor funcţionali ai noii construcţii a dus la următoarele rezultate :

a) ameliorarea coeficientului de debit λ cu 6—11% la varianta cu cilindrii în W, faţă de varianta cu cilindrii în linie (fig. 10) ;

b) ameliorarea consumului specific de putere N/V̇ (k W/m ³/min) cu 6—8% la varianta cu cilindrii în W, faţă de varianta cu cilindrii în linie (fig. 10).

Ameliorarea celor doi indici tehnici principali ai compresorului se datoresc, în parte, realizării unei răciri eficiente, rezultat al studiului experimental prezentat. La realizarea acestor performanţe au mai contribuit rezultatele studiului domeniului funcţional [3,5], precum şi obţinerea unor dinamici optime ale discurilor de etanşare ale supapelor [1.]

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cosoroabă, V.* Contribuţii la studiul proceselor de umplere din compresoarele rapide cu piston. Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1969.

[2] *Cosoroabă, V.* şi *Oprea, N.* Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston. În : Construcţia de Maşini nr. 8, 1965.

[3] *Cosoroabă, V.* şi *Oprea, N.* Studiul domeniului funcţional al compresorului cu piston. În : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1966.

[4] *Oprea, N., Hovnanian, V.* şi *Buddenhagen, U.* Metodă grafică pentru determinarea debitului compresoarelor. În : Construcţia de Maşini, nr. 7, 1967.

[5] *Oprea, N.* şi *Hovnanian, V.* Contribuţii la analiza domeniului funcţional al compresorului cu piston în două trepte. În : Construcţia de Maşini, nr. 11, 1968.

[6] *Oprea, N., Merişanu, I.* şi *Havnanian, V,* Răcirea electrocompresorului tip EC 2 pentru locomotiva electrică de 5 100 kW. In: Revista căilor ferate, nr. 10, 1959.

CZ 621.975(09)

Stadiul actual şi perspectivele fabricaţiei de maşini de presare-forjare în Republica Socialistă România

Ing. Mihai PRIDVORNIC – I.C.T.C.M. – Bucureşti

Studiul evoluţiei numerice şi al structurii parcului existent de maşini-unelte, precum şi comparaţia cu parcul existent în alte ţări, constituie elemente de bază în planificarea fabricaţiei acestor tipuri de maşini. Parcul maşinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor este compus din maşini-unelte aşchietoare (M.U.A) şi maşini-unelte de presare-forjare (M.P.F.). În parcul maşinilor-unelte al diverselor ţări ponderea numerică a maşinilor de presare-forjare reprezintă pînă la maximum 25% din totalul acestor maşini (fig. 1).

În toate ţările industriale s-a manifestat o puternică tendinţă de creştere a ponderii parcului M.P.F. (maşini de presare-forjare) din totalul maşinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor. Pentru exemplificare, în figura 2 a fost ilustrată evoluţia ponderii M.P.F. din totalul maşinilor-unelte de prelucrare a metalelor în S.U.A. [1], [2].

Se observă că în ţările mari, cu o industrie dezvoltată, ponderea maşinilor de presare-forjare este de 20–25%. În ţara noastră ponderea maşinilor de presare-forjare va creşte în viitor aşa cum se vede în figura 1. Avînd în vedere caracterul producţiei noastre în care seriile de fabricaţie nu ating întotdeauna proporţii de masă sau rentabile pentru aplicarea tehnologiilor de presare-forjare este probabil ca în perioada de perspectivă ponderea M.P.F. va reprezenta circa 17–19% din totalul maşinilor-unelte.

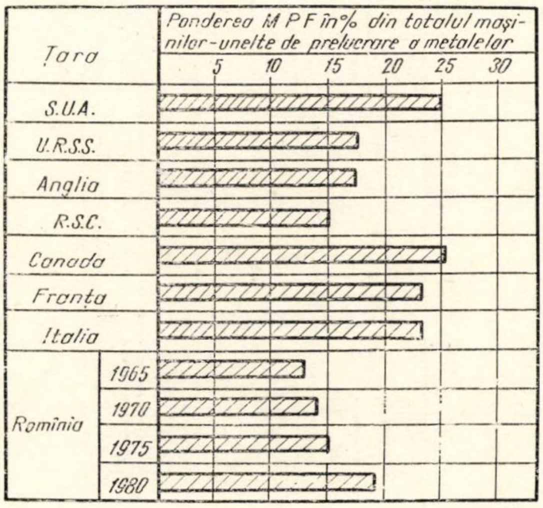


Fig. 1

În ceea ce priveşte structura parcului maşinilor de presare-forjare, aceasta va evolua în sensul creşterii ponderii maşinilor cu tehnicitate şi productivitate mari (tabela 1).

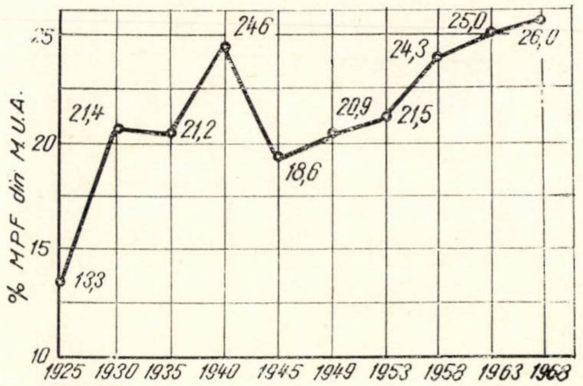


Fig. 2

În acest sens se observă din tabela menţionată creşterea procentuală a preselor cu excentric, a preselor şi în general a maşinilor acţionate hidraulic (maşini de prelucrat tablă, profile, ţevi etc.).

Tabela 1

Denumirea	Structura parcului, %			
	1965	1970	1975	1980
Ciocane	13,30	11,0	9,0	7,0
Prese cu excentric	38,40	41,05	42,05	43,05
Prese cu frictiune	4,26	4,26	4,20	4,20
Prese hidraulice	10,67	11,00	12,00	14,00
Maşini de prelucrat tablă, profile, ţevi	8,80	9,00	10,80	11,80
Maşini de debitare şi diverse	24,57	23,75	21,95	19,95
Total...	100	100	100	100

În figura 3 au fost prezentate realizările producţiei de maşini de presare-forjare în perioada 1959–1970.

Indicii analizaţi sînt : valoarea producţiei, lei/an ; bucăţi produse, buc./an ; tonajul producţiei, t/an ; precum şi valoarea preţului unitar, lei/an. În perioada analizată a fost fabricată o gamă de 20–30 tipodimensiuni care nu au acoperit necesarul industriei noastre. De aceea, importurile au reprezentat o pondere valorică şi numerică importantă în timp ce exporturile au fost foarte mici şi au avut mai mult un caracter întîmplător.

Deşi ritmurile medii anuale au fost mari în comparaţie cu alte state, totuşi volumele absolute ale producţiei au fost reduse.

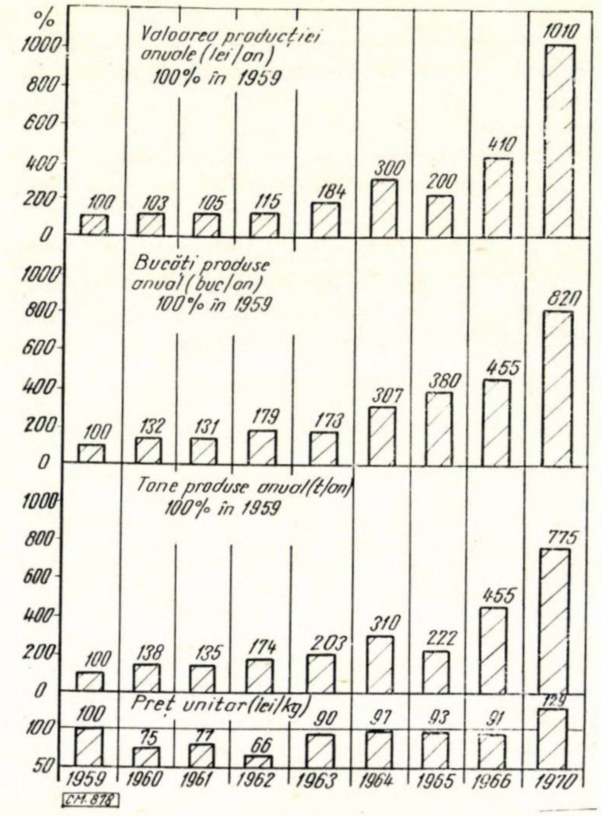


Fig. 3

Cauzele acestei situaţii au fost multiple, menţionîndu-se numai unele aspecte :

—nu au existat unităţi cu profil de fabricaţie specializat exclusiv în acest domeniu aşa cum există de exemplu pentru maşinile-unelte aşchietoare ;

—cadrele de proiectare-cercetare au fost insuficiente faţă de sarcinile globale pe care le ridică prelucrarea metalelor prin deformare plastică ;

— aplicarea procedeelor de prelucrare prin aşchiere deşi neeconomică a fost în mod nejustificat preferată prelucrărilor prin deformare ;

— nu s-a acordat o atenţie suficientă aspectelor legate de tipizarea şi standardizarea formelor constructive ale diverselor piese de uz general care ar fi generat serii mari de fabricaţie pentru care era rentabilă prelucrarea prin deformare ;

— nu a existat o fabricaţie centralizată a maşinilor de presare-forjare şi nici a elementelor acestora (elemente hidraulice, pneumatice, electrice etc.).

Numeroase uzine şi chiar ministere au fabricat în perioada trecută diverse maşini de presare-forjare, ca de exemplu : prese hidraulice de ambutisare, maşini de îndoit ţevi, profile etc., care nu întotdeauna au justificat prin calitatea lor investiţiile făcute. Se consideră că sistemul de autoutilare practicat în trecut în domeniul fabricaţiei de M.P.F. nu întruneşte condiţii economice corespunzătoare, dat fiind că maşinile de deformare sîn deosebit de pretenţioase atît în ceea ce priveşte concepţia cît şi fabricaţia lor. Numai o fabricaţie centralizată şi specializată în concepţia unui colectiv de cercetare-proiectare corespunzător şi înzestrat cu o solidă bază de cercetări şi experimentări poate asigura un nivel calitativ competitiv pe plan mondial al produselor.

În figura 4 a fost ilustrată dinamica producţiei de M.P.F. în perioada de perspectivă. De o atenţie deosebită se va bucura creşterea valorică a producţiei care în 1975 va atinge 234% faţă de 1970, în timp ce creşterile ca tonaj şi bucăţi vor atinge doar 200, respectiv 225%, faţă de acelaşi an de referinţă. În 1980 creşterea valorică a producţiei va fi şi mai pronunţată atingînd 530% (faţă de 1970), în timp ce tonajul şi numărul de bucăţi vor reprezenta doar 375—380% faţă de producţia anului 1970.

Creşterea valorică a producţiei se explică prin faptul că în viitor se vor fabrica produse cu o complexitate mereu mai mare şi cu o manoperă înglobată pe unitatea de produs,

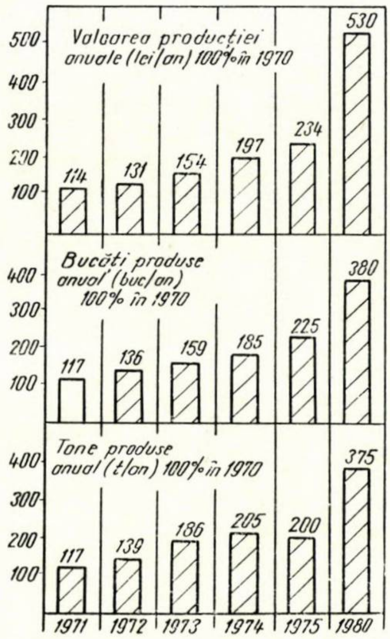


Fig. 4

de asemenea mai mare. Aceasta va schimba şi structura fabricaţiei de maşini de presare-forjare în sensul că va scădea ponderea utilajelor universale cu complexitate redusă (de exemplu ciocanele de forjă) şi va creşte cea a preselor hidraulice sau maşinilor automate de prelucrat table, profile etc.

În perioada de perspectivă se va trece la centralizarea producţiei în sensul că fabricaţia maşinilor-unelte de presare-forjare se va concentra în cîteva uzine special profilate pentru acest gen de fabricaţie.

În viitor, de o mare atenţie se va bucura specializarea producţiei. Astfel, fabricaţia elementelor de completare — echipamentul pneumo-hidraulic, aparatajul şi instalaţiile electrice, piesele normalizate, accesoriile normale şi speciale specifice maşinilor-unelte de presare-forjare — se va face în uzine specializate pentru acest gen de fabricaţie.

Organizarea producţiei maşinilor-unelte de presare-forjare prin măsurile descrise va asigura o gamă largă de maşini (circa 50—60 de tipodimensiuni faţă de circa 30 în perioada trecută) în condiţii calitative şi de rentabilitate superioare.

La baza stabilirii structurii fabricaţiei de maşini de presare-forjare în perioada de perspectivă a stat necesitatea îmbunătăţirii acesteia în sensul că a fost imprimată tendinţa creşterii ponderii utilajelor perfecţionate în dauna utilajelor de mică tehnicitate. De exemplu, în tabela 2 se vede că numărul ciocanelor va scădea de la 18,2% în 1966 la 5,9% în 1980. Cele mai importante creşteri le vor înregistra presele hidraulice (de la 3,5% în 1966 la 12,6% în 1980) şi maşinile de prelucrat tablă şi profile (de la 6,5% în 1966 la 24,2% în 1980).

Tabela 2

Denumirea	1966			1970			1975			1980		
	buc. %	tone %	lei %	buc. %	tone %	lei %	buc. %	tone %	lei %	buc. %	tone %	lei %
Ciocane	18,2	10,0	10,7	4,2	5,0	4,7	10,0	11,8	8,2	5,9	6,6	6,7
Prese cu excentric	45,0	42,5	43,5	60,0	48,0	30,5	43,6	30,0	20,8	39,0	24,6	20,2
Prese cu fricţiune	—	—	—	0,5	0,8	0,5	0,2	0,6	0,3	0,5	0,9	0,5
Prese hidraulice	3,5	6,5	12,3	10,0	21,2	27,3	8,5	23,7	34,3	12,6	32,7	38,9
Maşini de electrorefulat	0,1	0,1	0,5	0,1	0,1	0,5	0,2	0,3	1,0	0,2	0,2	0,4
Maşini de prelucrat tablă şi profile	6,5	6,5	9,3	10,0	8,4	13,5	18,5	13,6	24,5	24,2	16,0	24,8
Maşini de debitat	26,7	34,4	23,7	15,2	16,5	14,0	19,0	20,0	10,7	17,6	19,0	8,5
Total M.P.F.	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Aceste tendinţe corespund atît orientării pe plan mondial cît şi necesităţilor reale ale beneficiarilor potenţiali în perioada de perspectivă.

BIBLIOGRAFIE

[1] American Machinist Ninth Inventary reveals. În: American machinist, May 13, 1963, p. 99—100.

[2] The Ninth American Machinist Inventary of Metalworking equipment. În: American Machinist, June 10, 1963, inv. 1—72.

[3] *Stasny, L.* Porovnani parku obrabecieh a tvarecich stroju v CSSR, a V zagranici, zejmena ve velkė Britanii, Praha, 1962.

[4] General Summary of CMMs census by industries. În: Canadian Machinery and Metalworking, July, 1963, p. 91—126.

[5] *Curnac, H.* Le parc de machines-outils dans les industries mécaniques et électriques. În: La Machine-Outil Française 28, oct., nov., dec. 1963.

[6] Promîşlennosti, SSSR Statisticeskii sbornic. Ivz. Statistika, Moscova, 1964.

[7] British exports of new machine tools during 1967. În: Machinery, May, 1968, p. 928.

CZ 621 241

Asupra preciziei transmisiei bicardanice sincrone

Ing. Constantin RĂDULESCU — Şef lucrări Institutul politehnic — Braşov

Studiul mecanismelor spaţiale articulate se face considerînd o anumită configuraţie a axelor de rotaţie în mişcare relativă şi absolută şi anumiţi parametri dimensionali. Se ştie că în procesul tehnologic realizarea configuraţiei şi a parametrilor iniţiali nu este posibilă decît cu aproximaţie.

Considerînd mecanismul studiat de precizie absolută şi numindu-l mecanism ideal, mecanismul real va fi mecanismul realizat pe baza dimensiunilor mecanismului ideal în condiţii de precizie date.

Diferenţa de comportare a mecanismului real faţă de mecanismul ideal face obiectul preciziei mecanismelor, studiul căreia este multilateral abordat pentru mecanismele cu roţi dinţate, mecanismele plane cu cuple superioare şi inferioare [1], şi evidenţiat numai ca problemă pentru unele mecanisme spaţiale, care au la bază cuplajele cardanice [2].

Diferenţa (eroarea) mecanismului real faţă de cel ideal poate fi considerată ca provenind din cumularea a două mari categorii de abateri (erori): abateri iniţiale (abateri configurative şi dimensionale ale elementelor şi poziţiilor lor relative) şi abateri funcţionale (deformaţii ale elementelor).

Analiza influenţei abaterilor iniţiale ale elementelor asupra preciziei mecanismului prezintă deosebit interes, dat fiind faptul că din această analiză rezultă modul în care precizia fiecărui element acţionează asupra preciziei mecanismului, indicînd totodată importanţa ce trebuie acordată la execuţia elementelor, deci precizia (toleranţa) cu care trebuie executate toate elementele mecanismului.

Abordînd problema preciziei mecanismelor sferice, în primă etapă se urmăreşte stabilirea influenţei abaterilor (erorilor) iniţiale asupra legilor de transmitere ale acestor mecanisme.

Abaterile ce vor fi analizate ca diferenţiind mecanismul ideal de mecanismul real, vor fi deci abateri tehnologice şi de montaj, în cazul mecanismelor sferice putîndu-se deosebi abateri de la concurenţa axelor şi abateri ale unghiurilor dintre axele cuplelor de rotaţie.

Neconcurenţa axelor cuplajelor de rotaţie ale mecanismului patrulater sferic (cu patru elemente şi patru cuple de rotaţie) duce la un mecanism patrulater spaţial, pentru funcţionarea căruia este necesară o modificare structurală, introducerea a trei cuple rotoide în locul a trei cuple de rotaţie.

Legea de transmitere a rotaţiei, aşa după cum este cunoscut că se demonstrează pe baza principiului transferului din teoria şuruburilor, este aceeaşi pentru cele două mecanisme.

Abaterile de la concurenţa axelor neinfluenţînd legea de transmitere a rotaţiei la mecanismele sferice reale comparativ cu cele ideale, se va studia în continuare influenţa abaterilor unghiulare asupra legilor de transmitere ale mecanismelor sferice şi ale celor derivate din acestea.

Lucrarea, urmărind analiza legii de transmitere pentru transmisia bicardanică sincronă reală, utilizează unele rezultate anterior obţinute privind legea de transmitere în cazul mecanismului patrulater sferic real şi al articulaţiei cardanice reale* precum şi rezultatele cunoscute din studiul transmisiei bicardanice sincrone ideale [4].

Stabilirea legii de transmitere pentru transmisia bicardanică sincronă reală. Transmisia bicardanică rezultînd din legarea în serie a două articulaţii cardanice, se vor analiza atît erorile ce caracterizează articulaţiile respective cît şi erorile ce intervin din legarea acestor articulaţii.

Notaţii utilizate (fig. 1 şi 2):

α_1, β_1, γ_1, δ_1, sînt unghiurile dintre axele cuplelor primei articulaţii;
α_2, β_2, γ_2, δ_2, — unghiurile dintre axele cuplelor celei de a doua articulaţii;
F_{11}, F_{12} — planele furcilor conducătoare f_{11}, respectiv f_{12};
F_{21}, F_{22} — planele furcilor conduse f_{21}, respectiv f_{22};
φ_{11}, φ_{12} — unghiul de rotire al furcii conducătoare f_{11} respectiv f_{12}, în jurul axei proprii;
φ_{21}, φ_{22} — unghiul de rotire al furcii conduse f_{21}, respectiv f_{22}, în jurul axei proprii;
γ_{12} — unghiul format de planele F_{12} şi F_{21} ale furcilor montate pe acelaşi arbore;
ξ_{12} — unghiul format de planele de referinţă P_1 şi P_2 ale celor două articulaţii;

---

* Dudiţă, Fl. şi Rădulescu, C. Influenţa abaterilor poziţionale ale elementelor asupra legii de transmitere a mecanismului patrulater sferic. Comunicare la a X-a Sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic — Bucureşti, mai, 1966

$\Delta\alpha_1;\Delta\alpha_2;\ \Delta\beta_1...$ — abaterile (erorile tehnologice) ale unghiurilor $\alpha_1,\ \beta_1,\ \alpha_2...$ (abateri unghiulare);

ψ — abaterea unghiulară a furcii conduse față de cea conducătoare datorită abaterilor unghiulare ale elementelor.

Legea de transmitere pentru articulațiile componente ale transmisiei cardanice se va obține din legea de transmitere a mecanismului

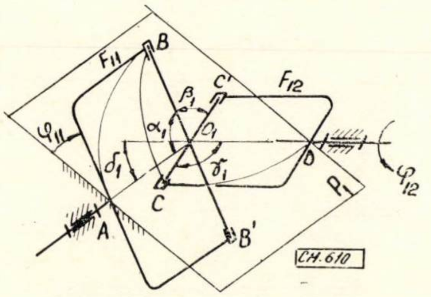


Fig. 1. Mecanism patrulater sferic.

patrulater sferic. Astfel, considerînd cazul general al primei articulații cardanice, mecanism patrulater sferic (fig. 1), legea de transmitere este [3]:

$$\varphi_{12} = \operatorname{arc\,tg} \frac{\sin\varphi_{11}}{\operatorname{ctg}\cdot\alpha_1 \sin\delta_1 + \cos\delta_1\cos\varphi_{11}} + $$

$$+ \operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{a_1}}{b_1} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{a_1^0}}{b_1^0}, \tag{1}$$

unde:

$$a_1 = (\sin\beta_1\sin\gamma_1)^2 - (\cos\beta_1\cos\gamma_1 - $$

$$- \cos\alpha_1\cos\delta_1 + \sin\alpha_1\sin\delta\cos\varphi_{11})^2, \tag{2}$$

$$b_1 = \cos\beta_1 + \cos\alpha_1\cos\gamma_1\cos\delta_1 + $$

$$+ \sin\alpha_1\sin\delta_1\cos\gamma_1\cos\varphi_{11}, \tag{3}$$

$$a_1^0 = (\sin\beta_1\sin\gamma_1)^2 - (\cos\beta_1\cos\gamma_1 - $$

$$- \cos\alpha_1\cos\delta_1 + \sin\alpha_1\sin\delta)^2, \tag{2'}$$

$$b_1^0 = \cos\beta_1 + \cos\alpha_1\cos\gamma_1\cos\delta_1 + $$

$$+ \sin\alpha_1\sin\delta_1\cos\gamma_1. \tag{3'}$$

În această relație generală, înlocuind valorile:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} + \Delta\alpha_1,\quad \gamma_1 = \frac{\pi}{2} + \Delta\gamma_1,$$

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} + \Delta\beta_1,\quad \delta_1 = \delta + \Delta\delta_1, \tag{4}$$

se obține legea de transmitere pentru articulația cardanică reală.

Relația (1) poate fi considerată de forma:

$$\varphi_{12} = F(M_1) \tag{5}$$

unde:

$$M_1(\alpha_1;\ \beta_1;\ \gamma_1;\ \delta_1;\ \varphi_{11}), \tag{6}$$

reprezintă punctul unei mulțimi care are punctul de acumulare:

$$M_1^0\left(\frac{\pi}{2};\ \frac{\pi}{2};\ \frac{\pi}{2};\ \delta;\ \varphi_{11}\right). \tag{6'}$$

Valoarea funcției $F(M_1)$ poate fi exprimată în raport cu valoarea ei în punctul de acumulare $F(M_1)$ pe baza dezvoltării în serie Taylor a unei funcții de n variabile folosind relația [5]:

$$f(x_1;\ x_2;\ \dots\ x_n) = f(x_1^0;\ x_2^0\dots\ x_n^0) + $$

$$+ \frac{1}{11}\sum_{i=1}^{n} f'_{xi}(x_1^0;\ x_2^0;\ \dots\ x_n^0)\,\Delta x_i + \tag{7}$$

$$+ \frac{1}{21}\sum_{j,i=1}^{n} f_{xi\,xj}(x_1^0;\ x_2^0\dots x_n^0)\Delta x_i\,\Delta x_j + \dots$$

Dezvoltînd legea de transmitere (1) conform acestei relații și reținînd numai termenii ce cuprind abateri de ordinul întîi rezultă:

$$\varphi_{12} = F(M_1) = F(M_1^0) + \left(\frac{\partial F}{\partial\alpha_1}\right)_{M_1^0}\Delta\alpha_1 + $$

$$+ \left(\frac{\partial F}{\partial\beta_1}\right)_{M_1^0}\Delta\beta_1 + \left(\frac{\partial F}{\partial\gamma_1}\right)_{M_1^0}\Delta\gamma_1 + \left(\frac{\partial F}{\partial\delta_1}\right)_{M_1^0}\Delta\delta_1, \tag{8}$$

unde:

$$F(M_1^0) = \operatorname{arc\,tg}\frac{\operatorname{tg}\varphi_{11}}{\cos\delta}, \tag{9}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial\alpha_1}\right)_{M_1^0} = \frac{\sin\delta\sin\varphi_{11}}{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}, \tag{10}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial\beta_1}\right)_{M_1^0} = \frac{1}{\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}} - \frac{1}{\cos\delta}, \tag{11}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial\gamma_1}\right)_{M_1^0}\frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}}{\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}} - \operatorname{tg}\delta, \tag{12}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial\delta}\right)_{M_1^0}\frac{\sin\delta\sin^2\varphi_{11}}{2(1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11})}. \tag{13}$$

Se obține astfel legea de transmisie a primii articulații cardanice reale ca funcție de unghiul de rotație al furcii conducătoare, unghiul dintre axele furcilor conducătoare și conduse și abaterile unghiulare ale elementelor articulațiilor, lege ce poate fi scrisă sub forma:

$$\varphi_{12} = \operatorname{arc\,tg}\frac{\operatorname{tg}\varphi_{11}}{\cos\delta} + \psi_1, \tag{14}$$

unde :

$$\psi_1 = \frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}}{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}\Delta\alpha_1 + \left(\frac{1}{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}} - \frac{1}{\cos\delta}\right)\Delta\beta_1 + \left(\frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}}{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}} - \operatorname{tg}\delta\right)\Delta\gamma_1 + \frac{\sin\delta\sin 2\varphi_{11}}{2(1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11})}\Delta\delta_1 \tag{15}$$

este abaterea unghiulară a primei articulaţii cardanice reale faţă de cea ideală.

Pentru stabilirea legii de transmitere a celei de a doua articulaţii cardanice se va considera de asemenea cazul general al articulaţiei cardanice (mecanism patrulater sferic), unghiurile de rotaţie ale elementelor fiind raportate la sistemul de referinţă adoptat iniţial pentru prima articulaţie, conform schemei mecanismului bicardanic prezentată în figura 2, obţinîndu-se :

$$\varphi_{22} = \operatorname{arc\,tg}\frac{\sin(\varphi_{12}+\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})}{\operatorname{ctg}\alpha_2\sin\alpha_2+\cos\delta_2\cos(\varphi_{12}+\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})} + \operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{a_2}}{b_2} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\sin(\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})}{\operatorname{ctg}\alpha_2\sin\alpha_2+\cos\delta_2\cos(\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})} - \operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{a_2^0}}{b_1^0}, \tag{16}$$

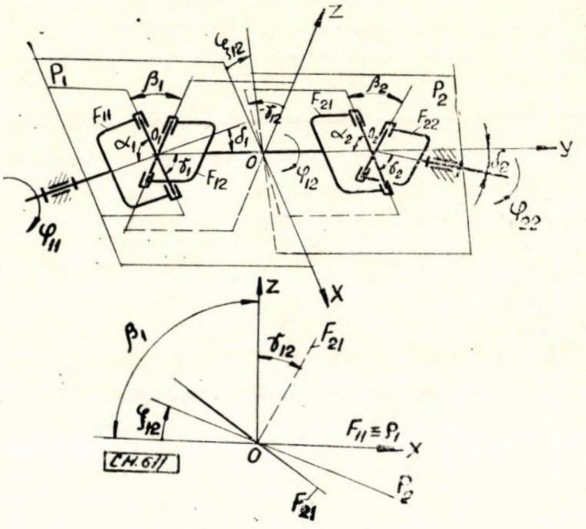
unde :

$$a_2 = (\sin\beta_2\sin\gamma_2)^2 - [\cos\beta_2\cos\gamma_2 - \cos\alpha_2\cos\delta_2 + \sin\alpha_2\sin\delta_2\cos(\varphi_{,2}+\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})]^2, \tag{17}$$

$$b_2 = \cos\beta_2 - \cos\alpha_2\cos\gamma_2\cos\delta_2 + \sin\alpha_2\sin\delta_2\cos\gamma_2\cos(\varphi_{12}+\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12}), \tag{18}$$

$$a_2^0 = (\sin\beta_2\sin\gamma_2)^2 - [\cos\beta_2\cos\gamma_2 - \cos\alpha_2\cos\delta_2 + \sin\alpha_2\sin\delta_2\cos(\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12})]^2, \tag{17'}$$

$$b_2^0 = \cos\beta_2 - \cos\alpha_2\cos\gamma_2\cos\delta_2 + \sin\alpha_2\sin\delta_2\cos\gamma_2\cos(\beta_1+\gamma_{12}-\xi_{12}). \tag{18'}$$



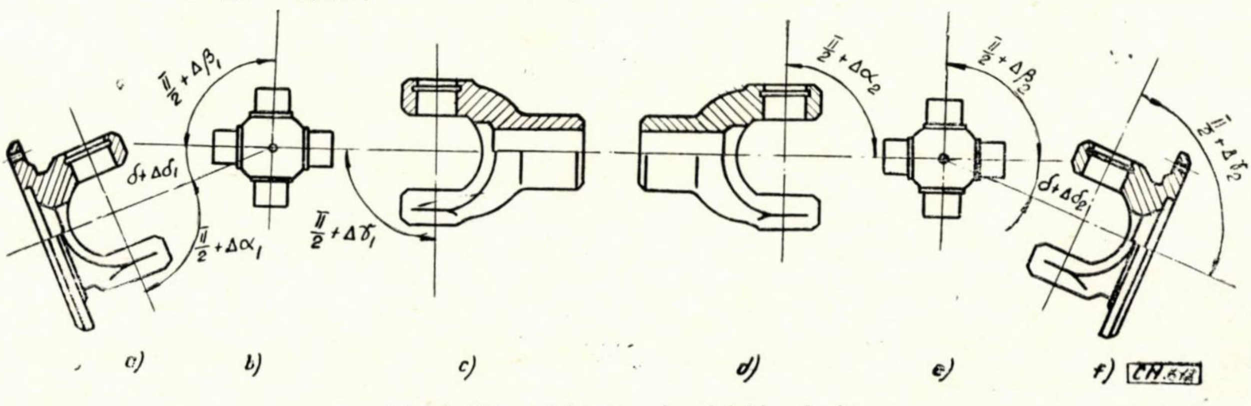
Z
$\varphi_{\xi_{12}}$
P_1
β_1
β_2
P_2
F_{11}
F_{21}
F_{22}
α_1
O_1
γ_{12}
δ_1
α_2
O_2
y
γ_1
F_{12}
O
φ_{12}
γ_2
δ_2
φ_{11}
φ_{22}
Z
X
β_1
γ_{12}
F_{21}
$\varphi_{\xi_{12}}$
$F_{11} \equiv P_1$
X
CH.611
O
P_2
F_{21}

Fig. 2. Mecanism bicardanic.

Se observă că în aceste relaţii intervin atît unghiurile ce caracterizează cea de a doua articulaţie cardanică, cît şi unghiurile ce caracterizează legarea celor două articulaţii.

Introducînd în aceste relaţii unghiurile ce caracterizează transmisia cardanică sincronă reală coplanară ale cărei elemente sînt reprezentate în figura 3 :

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} + \Delta\alpha_2,\quad \delta_2 = \delta + \Delta\delta_2,$$
$$\beta_2 = \frac{\pi}{2} + \Delta\beta_2,\quad \xi_{12} = \Delta\gamma_{12}, \tag{19}$$
$$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} + \Delta\gamma_2,\quad \gamma_{12} = \Delta\gamma_{12},$$



$\frac{\pi}{2}+\Delta\beta_1$
$\delta+\Delta\delta_1$
$\frac{\pi}{2}+\Delta\alpha_1$
$\frac{\pi}{2}+\Delta\gamma_1$
$\frac{\pi}{2}+\Delta\alpha_2$
$\frac{\pi}{2}+\Delta\beta_2$
$\delta+\Delta\delta_2$
$\frac{\pi}{2}+\Delta\gamma_2$
a)
b)
c)
d)
e)
f)
CH.512

Fig. 3. Elementele mecanismului bicardanic.

se obţine legea de transmitere a celei de a doua articulaţii cardanice, procedînd similar obţinerii legii de transmitere a primei articulaţii.

Astfel, considerînd relaţia (16) de forma:

$$\varphi_{22} = F\,(M_2), \tag{20}$$

unde:

$$M_2\,(\alpha_2\,;\ \beta_2\,;\ \gamma_2\,;\ \delta_2\,;\ \beta_1\,;\ \gamma_{12}\,;\ \xi_{12}\,;\ \varphi_{12}) \tag{21}$$

reprezintă un punct al mulţimii avînd punctul de acumulare:

$$M_2^0\left(\frac{\pi}{2};\ \frac{\pi}{2};\ \frac{\pi}{2};\ \delta;\ \frac{\pi}{2};\ 0;\ 0;\ \varphi_{12}\right), \tag{22}$$

se obţine în urma unei dezvoltări în serie Taylor, pe baza formulei (7), în aceeaşi ipoteză ca în cazul dezvoltării $\varphi_{12} = F\,(M_1)$, legea de transmitere pentru cea de a doua articulaţie sub forma:

$$\begin{aligned}\varphi_{22} = F(M) = F(M_2^0) &+ \left(\frac{\partial F}{\partial \alpha_2}\right)_{M_2^0}\Delta\alpha_2 + \\ &+ \left(\frac{\partial F}{\partial \beta_2}\right)_{M_2^0}\Delta\beta_2 + \left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_2}\right)_{M_2^0}\Delta\gamma_2 + \\ &+ \left(\frac{\partial F}{\partial \delta_2}\right)_{M_2^0}\Delta\delta_2 + \left(\frac{\partial F}{\partial \beta_1}\right)_{M_2^0}\Delta\beta_1 + \\ &+ \left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_{12}}\right)_{M_2^0}\Delta\gamma_{12} + \left(\frac{\partial F}{\partial \xi_{12}}\right)_{M_2^0}\Delta\xi_{12}.\end{aligned} \tag{23}$$

Mărimile ce intervin în această relaţie sînt date de relaţiile:

$$F(M_2^0) = \operatorname{arc\,tg}\frac{\operatorname{tg}\left(\varphi_{12} + \frac{\pi}{2}\right)}{\cos\delta} + \frac{\pi}{2}, \tag{24}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \alpha_2}\right)_{M_2^0} = \frac{\sin\delta\cos\varphi_{12}}{1 - \sin^2\delta\sin^2\varphi_{12}} - \sin\delta, \tag{25}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \beta_2}\right)_{M_2^0} = \frac{1}{\sqrt{1 - \sin^2\delta\sin^2\varphi_{12}}} - 1, \tag{26}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_2}\right)_{M_2^0} = \frac{\sin\delta\sin\varphi_{12}}{\sqrt{1 - \sin^2\delta\sin^2\varphi_{12}}}, \tag{27}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \delta_2}\right)_{M_2^0} = \frac{\sin\delta\sin\varphi_{12}}{2(1 - \sin^2\delta\sin^2\varphi_{12})}, \tag{28}$$

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial F}{\partial \beta_1}\right)_{M_2^0} = \left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_{12}}\right)_{M_2^0} = -\left(\frac{\partial F}{\partial \xi_{12}}\right)_{M_2^0} = \\ = \frac{\sin^2\delta\cos\delta\sin^2\varphi_{12}}{1 - \sin^2\delta\sin^2\varphi_{12}},\end{aligned} \tag{29}$$

Pentru a elimina valoarea lui φ_{12} din relaţiile (25), (26), (27), (28) şi (29) se consideră relaţia (9) dintre φ_{12} şi φ_{11} pentru articulaţia cardanică ideală şi se obţine:

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \alpha_2}\right)_{M_2^0} = \frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta} - \sin\delta, \tag{30}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \beta_2}\right)_{M_2^0} = \frac{\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta} - 1, \tag{31}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_2}\right)_{M_2^0} = -\sin\delta\sin\varphi_{11}, \tag{32}$$

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \delta_2}\right)_{M_2^0} = -\frac{\operatorname{tg}\delta\sin^2\varphi_{11}}{2}, \tag{33}$$

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial F}{\partial \beta_1}\right)_{M_2^0} = \left(\frac{\partial F}{\partial \gamma_{12}}\right)_{M_2^0} = -\left(\frac{\partial F}{\partial \xi_{12}}\right)_{M_2^0} = \\ = \frac{\sin^2\delta\sin^2\varphi_{11}}{\cos\delta.}.\end{aligned} \tag{34}$$

Cu aceste valori, legea de transmitere (23) pentru cea de a doua articulaţie cardanică a transmisiei bicardanice reale devine:

$$\varphi_{22} = \operatorname{arc\,tg}\frac{\operatorname{tg}\left(\varphi_{12} + \frac{\pi}{2}\right)}{\cos\delta} + \frac{\pi}{2} + \psi, \tag{35}$$

unde:

$$\begin{aligned}\psi_2 = \Bigg(&\frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta} - \\ &- \sin\delta\Bigg)\Delta\alpha_2 + \left(\frac{\sqrt{1 - \sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta} - 1\right)\Delta\beta_2 - \\ &- \sin\delta\sin\varphi_{11}\,\Delta\gamma_2 - \frac{\operatorname{tg}\delta\sin 2\varphi_{11}}{2}\Delta\delta_2 + \\ &+ \frac{\sin^2\delta\sin^2\varphi_{11}}{\cos\delta}(\Delta\beta_1 + \Delta\gamma_{12} - \Delta\xi_{12})\end{aligned} \tag{36}$$

reprezintă abaterea unghiulară a celei de a doua articulaţii reale faţă de cea ideală.

Relaţia (35) se poate scrie sub formă implicită, ca:

$$\operatorname{tg}\,(\varphi_{22} - \psi_2) = \cos\delta\operatorname{tg}\varphi_{12}, \tag{37}$$

sau:

$$\varphi_{22} = \operatorname{arc\,tg}\,(\cos\delta\operatorname{tg}\varphi_{12}) + \psi_2. \tag{38}$$

Eliminînd cu ajutorul relaţiei (14) pe φ_{12} din relaţia (38) se obţine legea de transmitere pentru transmisia bicardanică reală:

$$\varphi_{22} = \operatorname{arc\,tg}\left[\cos\delta\cdot\operatorname{tg}\left(\operatorname{arc\,tg}\frac{\operatorname{tg}\varphi_{11}}{\cos\delta} + \psi_1\right)\right] + \psi_2. \tag{39}$$

Dezvoltînd în serie această relaţie şi reţinînd termenii de ordinul întîi, rezultă :

$$\varphi_{22}=\varphi_{11}+\cos\delta\cos^2\varphi_{11}\left[1+\left(\frac{\operatorname{tg}\varphi_{11}}{\cos\delta}\right)^2\right]\psi_1+\psi_2. \tag{40}$$

Din această relaţie se poate deduce valoarea abaterii unghiulare la rotirea furcii conduse f_{22} faţă de furca conducătoare f_{11} a mecanismului bicardanic real ca fiind :

$$\psi=\varphi_{22}-\varphi_{11}=\cos\delta\cos^2\varphi_{11}\left[1+\right.$$
$$\left.+\left(\frac{\operatorname{tg}\varphi_{11}}{\cos\delta}\right)^2\right]\psi_1+\psi_2. \tag{41}$$

Înlocuind în această relaţie expresiile lui ψ_1 şi ψ_2 date de relaţia (15) şi respectiv (36) rezultă pentru ψ o relaţie de forma :

$$\psi=A_1\Delta\alpha_1+B_1\Delta\beta_1+C_1\Delta\gamma_1+D_1\Delta\delta_1+$$
$$+A_2\Delta\alpha_2+B_2\Delta\beta_2+C_2\Delta\gamma_2+D_2\Delta\delta+$$
$$+E(\Delta\beta_1+\Delta\gamma_{12}-\Delta\xi_{12}). \tag{42}$$

Se observă, din această relaţie, că asupra abaterii unghiulare a transmisiei bicardanice reale influenţează abaterile tuturor unghiurilor ce caracterizează mecanismul respectiv, valorile coeficienţilor relaţiei liniare stabilită pentru acest caz caracterizînd modul de influenţă a fiecărei abateri asupra legii de transmitere a mecanismului. Variaţia acestor coeficienţi este dată de relaţiile :

$$A_1=\operatorname{tg}\delta\sin\varphi_{11}, \tag{43}$$

$$B_1=\frac{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta}\left(1-\right.$$
$$\left.-\frac{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta}\right), \tag{44}$$

$$C_1=\left(\frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}}{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}-\right.$$
$$\left.-\operatorname{tg}\delta\right)\frac{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}{\cos\delta}, \tag{45}$$

$$D_1=\frac{\operatorname{tg}\delta\sin 2\varphi_{11}}{2}, \tag{46}$$

$$A_2=\frac{\sin\delta\cos\varphi_{11}\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta}-$$
$$-\sin\delta, \tag{47}$$

$$B_2=\frac{\sqrt{1-\sin^2\delta\cos^2\varphi_{11}}}{\cos\delta}-1, \tag{48}$$

$$C_2=-\sin\delta\sin\varphi_{11}, \tag{49}$$

$$D_2=-\frac{\operatorname{tg}\delta\sin 2\varphi_{11}}{2}, \tag{50}$$

$$E=\frac{\sin^2\delta\sin^2\varphi_{11}}{\cos\delta}. \tag{51}$$

Pentru a putea evidenţia influenţa abaterii fiecărui parametru asupra transmisiei bicardanice sincrone reale, s-au calculat valorile acestor factori de influenţă pentru $\delta = 5°$, $10°$ şi $15°$. Valorile lor maxime împreună cu valorile lui φ_{11} la care apar sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Coeficientul	φ_{11}	δ		
		5°	10°	15°
A_1	90°	0,08749	0,17633	0,26795
B_1	90°	−0,00383	−0,01567	−0,03652
C_1	180°	−0,17428	−0,34203	−0,51764
D_1	45°	0,04375	0,08817	0,13397
A_2	180°	−0,17432	−0,34730	−0,51864
B_2	90°	−0,00382	−0,01543	−0,03528
C_2	270°	0,08716	0,17365	0,25882
D_2	135°	0,04375	0,08817	0,13397
E	90°	0,00763	0,03062	0,06935

Variaţia acestor coeficienţi este reprezentată în figurile 4—12.

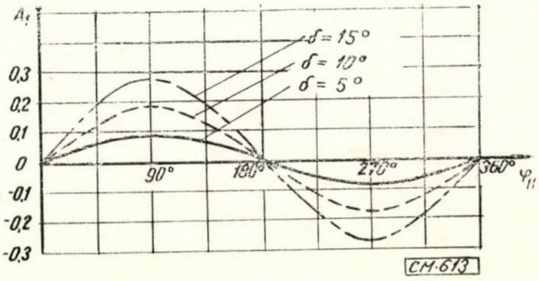


Fig. 4. Variaţia coeficientului de influenţă A_1.

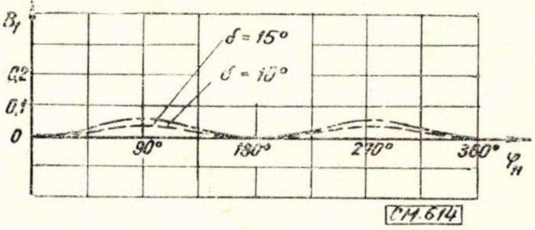


Fig. 5. Variaţia coeficientului de influenţă B_1.

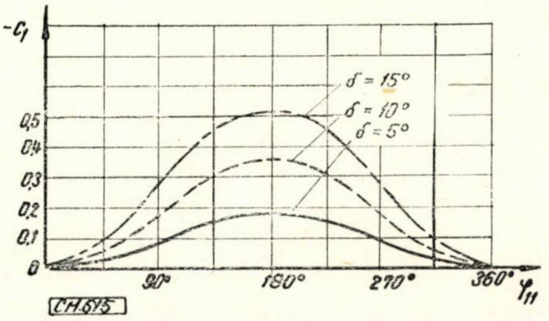


Fig. 6. Variaţia coeficientului de influenţă C_1.

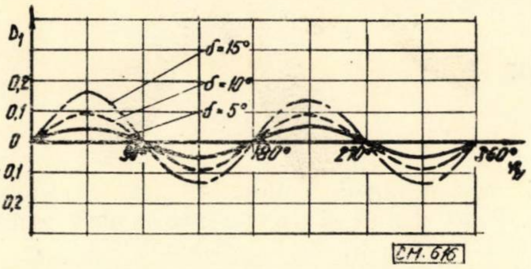


Fig. 7. Variaţia coeficientului de influenţă D_1.

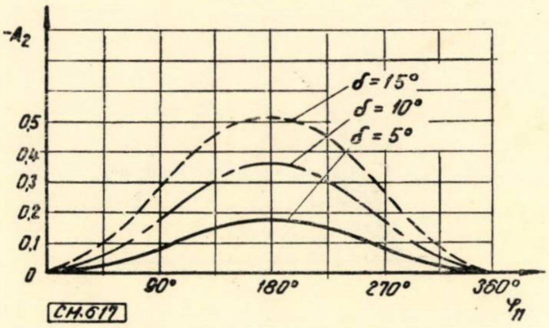


Fig. 8. Variaţia coeficientului de influenţă A_2.

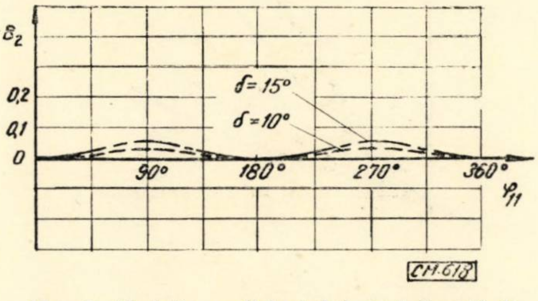


Fig. 9. Variaţia coeficientului de influenţă B_2.

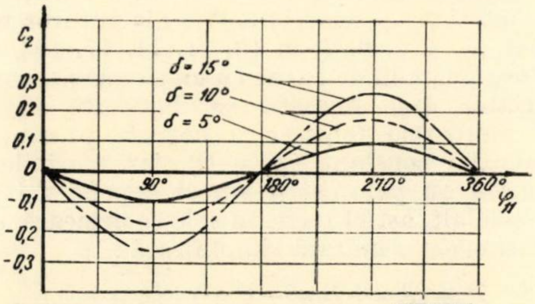


Fig. 10. Variaţia coeficientului de influenţă C_2.

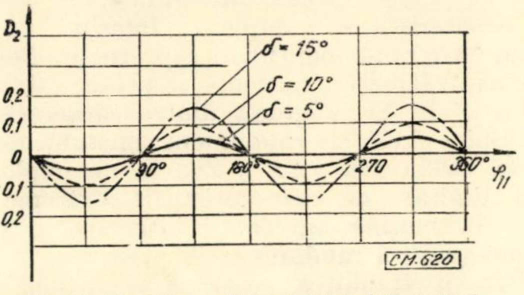


Fig. 11. Variaţia coeficientului de influenţă D_2.

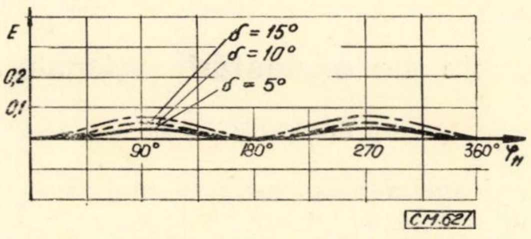


Fig. 12. Variaţia coeficientului de influenţă E.

Concluzii. Din analiza valorilor coeficienţilor ce marchează influenţa diverselor abateri asupra legii de transmitere, precum şi din analiza modului de variaţie a acestor coeficienţi, se pot trage cîteva concluzii interesante privind precizia mecanismului bicardanic sincron coplanar. Astfel, se observă că:

— influenţa tuturor abaterilor unghiulare asupra legii de transmitere este condiţionată de valoarea unghiului δ dintre axele furcilor conducătoare şi conduse ale celor două articulaţii; din figurile 4—12 rezultă că această dependenţă este direct proporţională;

— din compararea valorilor reprezentate în figurile 6 şi 8 cu celelalte valori şi în special cu valorile reprezentate în figurile 5 şi 3, rezultă că influenţa principală asupra abaterii mecanismului real faţă de cel ideal o are abaterea de la perpendicularitate a axei furcii conduse cu axa alezajului primei articulaţii (fig. 3, *c*) şi abaterea de la perpendicularitate a axei furcii conducătoare cu axa alezajului crucii celei de a doua articulaţii (fig. 3, *d*); furca condusă a primei articulaţii şi cea conducătoare a celei de a doua articulaţii sînt deci elementele ce trebuie executate cu atenţie deosebită în cîmpuri de toleranţă strînse;

— abaterea de la perpendicularitate a braţelor celor două cruci (fig. 3, *b* şi 3, *e*) avînd o influenţă minimă, chiar neglijabilă, asupra preciziei mecanismului, face nejustificată execuţia acestor elemente, din punctul de vedere analizat, în condiţii de precizie ridicată comparativ cu celelalte elemente;

— parametrii cinematici ai transmisiei bicardanice sincrone reale vor fi diferiţi de cei ai transmisiei bicardanice sincrone ideale, modul lor de variaţie putînd fi analizat imediat pe baza legii de transmitere stabilite pentru transmisia reală (42).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bruevici, N.C.* Tocinosti mehanizmov, Moscova, OGIZ, 1946.
[2] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice, Bucureşti Editura tehnică 1966.
[3] *Dudiţă Fl.* Existenţa manivelei la mecanismele patrulatere sferice. In : ''Studii şi cercetări de mecanică aplicată'' nr. 2, 1965.
[4] *Dudiţă Fl.* Polykardangetriebe. În : Maschinenmarkt, Nr, 63, 1968.
[5] *Fichtenholţ, G.M.* Curs de calcul diferenţial şi integral. Vol. 1. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

CZ 621.004

Aspecte ale exploatării raţionale a maşinilor

Conf. ing. Octavian RĂDULESCU – Academia Militară

Exploatarea maşinilor este proprie agregatului, transformator energetic care, în lanţul transformărilor, foloseşte energie cinetică mecanică şi este format din :

— *maşina motoare*, care transformă o energie oarecare în energie cinetică mecanică, pe care o furnizează axei sale mecanice (Δm) şi

— *maşina antrenată*, care transformă energia cinetică mecanică a axei sale (Δa) într-o altă formă. Aceasta poate fi un transformator extensibil, cînd energia sa finală este folosită într-un nou lanţ de transformări (generator electric, pompă, compresor), în scopul satisfacerii unui consumator de energie (sarcină) ; ea poate fi şi transformator inextensibil, cînd energia finală este irecuperabilă (maşini-unelte şi de transport). Studiul exploatării agregatului impune legi sau caracteristici unitare, folosind aceiaşi parametri pentru ambele maşini. În acest scop este utilă ecuaţia unitară a maşinilor [15], stabilită pe baza structurii maşinii (fig. 1), care cuprinde o sursă energetică şi un mecanism (*M*).

Deoarece energia (sub orice formă) are doi parametri, unul calitativ şi altul cantitativ, sursa dispune de :

— un repartitor (*R*) care, prin poziţia sa (β_j) distribuie energie de o anumită calitate (densitate energetică, potenţial) ;

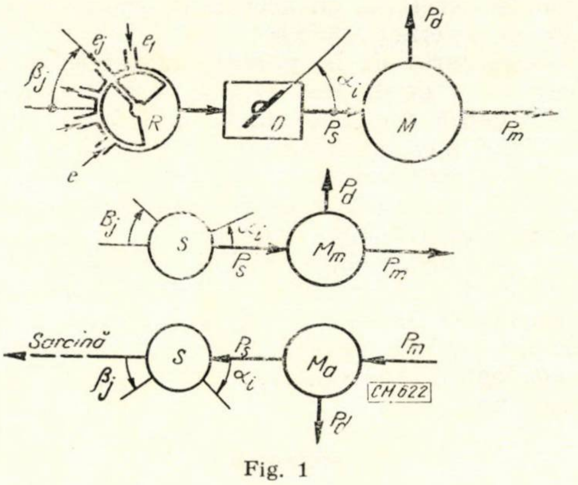


Fig. 1

— un obturator (*0*), care asigură debite (cantităţi) diferite, după poziţia sa (α_i).

Ecuaţia unitară a maşinilor [15], în cazul sursei staţionare (α_i, β_j constante), are expresia :

$$P_{ij}=(A_{ij}n+B_{ij}n^2-C_{ij}n^3)\pm(D_{ij}n+E_{ij}n^3), \quad (1)$$

care reprezintă caracteristicile mecanice ale maşinilor în planul (*P*, *n*), parabole de gradul trei, ascendent-descendente pentru motoare (fig. 2, *a*) şi numai ascendente pentru maşinile antrenate (fig. 2, *b*), coeficienţii (A_{ij}, B_{ij}...) fiind constanţi.

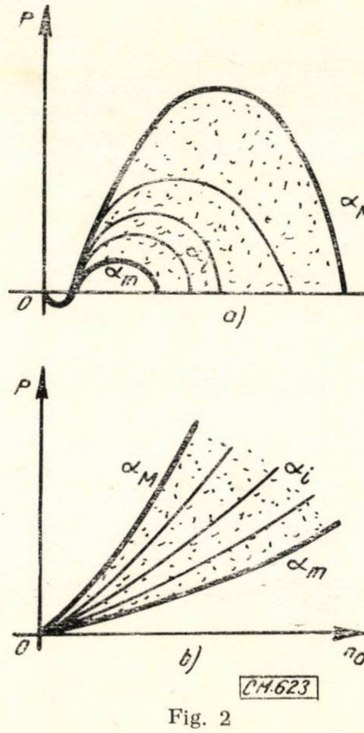


Fig. 2

Ecuaţia stabilită teoretic este verificată de caracteristicile experimentale ale tuturor maşinilor [3, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11, 14, 17, 19], care folosesc familii de curbe cu un singur parametru variabil (α_i). Aceasta se datoreşte faptului că motoarele folosesc o energie primară de potenţial constant ($\beta_j = C$), iar maşinile antrenate au parametrii sursei dependenţi unul de celălalt, astfel încît, în cele ce urmează, se va folosi ecuaţia unitară simplificată :

$$P_i=(A_in+B_in^2-C_in^3)\pm(C_in+D_in^3). \quad (2)$$

Randamentele celor două maşini au expresii diferite [15] şi aspectul din figura 3.

Caracteristicile complexe, folosind ca izoparametru randamentul, au aspectul din figura 4, oricare ar fi maşina motoare, respectiv antrenată.

Punctele de tangenţă dintre caracteristicile mecanice şi cele de randament constant, descriu curbe economice (*EE'*). Zonele de exploatare sînt limitate de caracteristicile extreme (α_m, α_M) ; la maşina antrenată intervine şi curba limită (*LL'*) a randamentelor nule.

Pentru stabilirea unor zone raţionale de exploatare se folosesc criterii diverse.

Criteriul stabilităţii regimurilor staţionare este fundamental şi permite stabilirea zonei stabile. În acest scop se scrie ecuaţia de mişcare a agregatului [15]:

$$\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t}=\frac{-P(\gamma)+Q(\gamma)n-R(\gamma)n^2}{EJ}=-p+qn-rn^2, \tag{3}$$

unde: p, q, n au valori constante pentru un raport de transmitere constant (γ) dintre axele maşinilor şi pentru parametrii constanţi ai surselor (α_1, α_x).

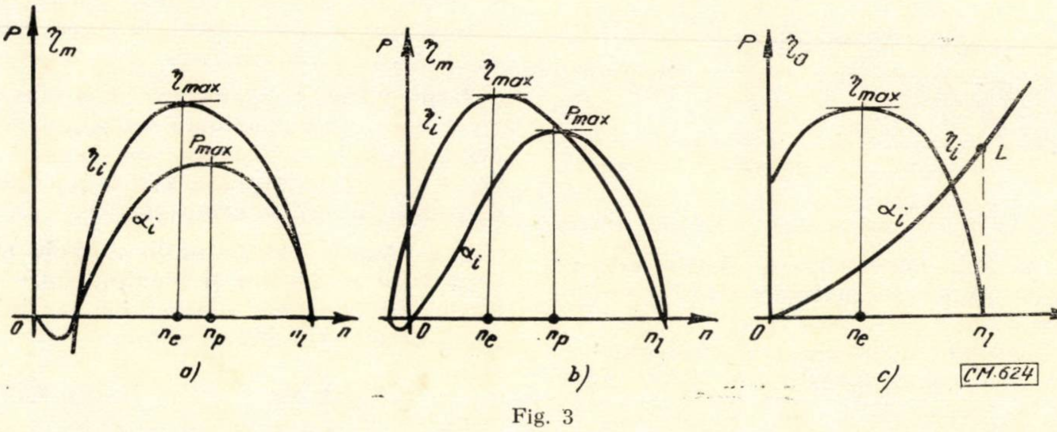


Fig. 3

Separînd variabilele, se obţine:

$$t=\int\frac{\mathrm{d}n}{-p+qn-rn^2}=t(n), \tag{4}$$

integrală ce depinde de forma numitorului, respectiv de *rădăcinile ecuaţiei caracteristice a exploatării*:

$$rn^2-qn+p=0. \tag{5}$$

Exploatarea este posibilă numai în cazul rădăcinilor reale, care pot fi distincte ($n_m<n_M$) sau confundate ($n_m=n_M=n_t$). În cazul rădăcinilor complexe ($n=a\pm bi$) agregatul se opreşte; totuşi pentru aceiaşi parametri ai surselor se poate trece la o exploatare reală prin folosirea unui raport de transmitere corespunzător.

Studiul stabilităţii duce la concluzia că numai primul caz asigură un regim staţionar stabil, la turaţia mare (n_M), în care revine pentru orice dezechilibrare, cu condiţia: $n_0>n_m$. Dacă $n_0=n_m$, se echilibrează nestabil în acest regim, dar dacă $n_0<n_m$ se opreşte. În cazul al doilea, cînd caracteristicile celor două maşini sînt tangente, regimul este staţionar, semistabil, deoarece pentru $n_0>n_t$ revine, dar pentru $n_0<n_t$ se opreşte.

Rezultă că în exploatare trebuie evitate soluţiile ($n_m<n_t$), respectiv ramura ascendentă a caracteristicii motorului pînă la punctul de tangenţă. Tangenta din origine la această curbă determină punctul M (fig. 5) al momentului maxim, care se află singur pe ramura stabilă a caracteristicii respective. Locul geometric al punctelor de momente maxime determină curba minoră de exploatare (MM'), care împarte zona de exploatare a motorului în două: zona instabilităţii (stînga) şi zona stabilităţii regimurilor staţionare (dreapta), singura indicată în funcţionare.

Criteriul solicitărilor permite stabilirea unei zone raţionale, privind solicitările, oboseala, uzura etc.

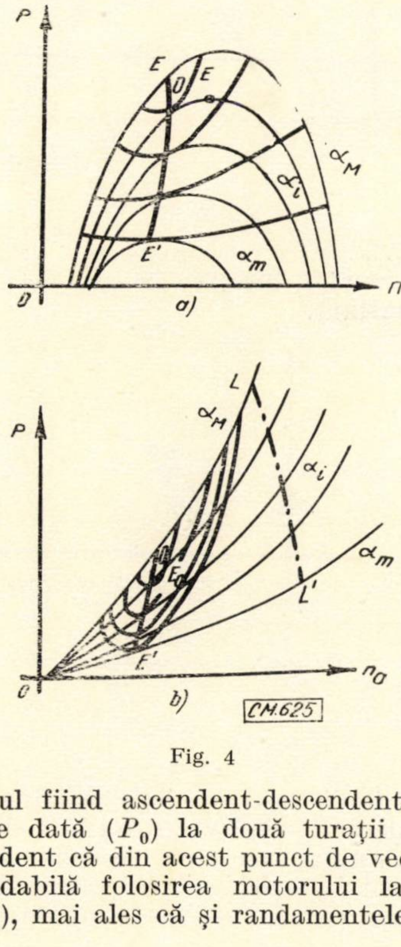


Fig. 4

Motorul fiind ascendent-descendent asigură o putere dată (P_0) la două turaţii ($n_1<n_2$). Este evident că din acest punct de vedere este recomandabilă folosirea motorului la turaţia mică (n_1), mai ales că şi randamentele aparţin

tot acestui domeniu (fig. 3). În acest fel, ramura descendentă, începînd cu puterea sa maximă, nu este indicată în exploatare. Locul punctelor de putere maximă determină curba majoră de

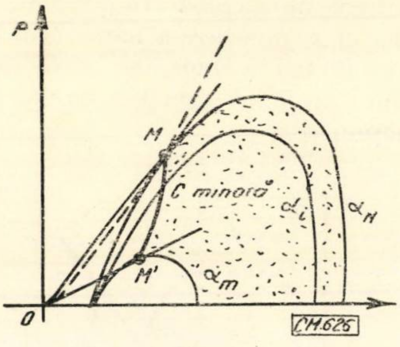


Fig. 5

exploatare (PP'), care separă două zone: zona raţională (stînga) şi cea iraţională (dreapta), ca în figura 6.

Criteriul economic recomandă în exploatare: punctul de randament maxim sau polul eco-

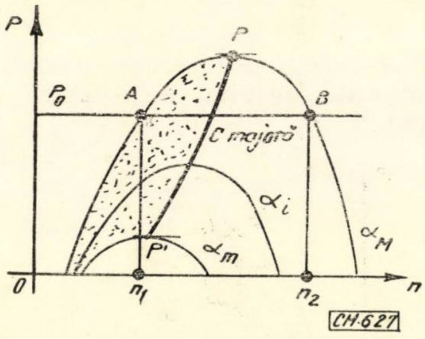


Fig. 6

nomic [3], curba economică EE' (fig. 4) sau zone economice, limitate de curbele de randament constant.

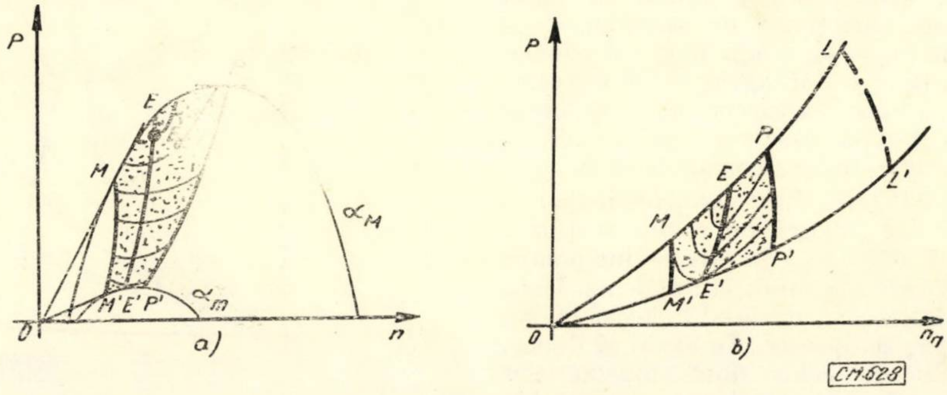


Fig. 7

Alte criterii, care pot interveni în stabilirea zonei optime de exploatare, au în vedere specificul motorului sau chiar performanţele sale experimentale, astfel încît sînt extrem de variate. Ele privesc ungerea, răcirea, cocsarea, umplerea, turbulenţa, contactele electrice etc. şi pot corecta curbele minore şi majore, îndeosebi în zona puterilor mici.

Acest studiu permite definirea zonei raţionale de exploatare a motorului (fig. 7, *a*) cuprinsă între caracteristicile extreme (α_M, α_m) şi curbele: minoră (MM') şi majoră (PP'), precum şi curba economică (EE') şi polul economic (E_0).

Pentru maşina antrenată, care nu are puteri şi momente maxime, curbele minoră şi majoră se aleg pe celelalte criterii, la stînga curbei limită (LL'), ca în figura 7, *b*.

Exploatarea raţională a maşinilor poate fi efectuată punctual, liniar sau zonal, cu ajutorul unor sisteme automate de reglare sau cel puţin de alarmare, care vor fi relevate extrem de sumar în cele ce urmează.

Exploatarea punctuală în ambele plane mecanice (al motorului şi maşinii antrenate) este ideală, deoarece s-ar alege două maşini cu aceeaşi putere a polului economic:

$$P_m(n, \alpha_i) = P_0 = P_a(n_a, \alpha_x);\quad n = n_0;\ n_a = n_{a0}. \tag{6}$$

Rezultă:

$$\alpha_i = \alpha_{i_0},\ \alpha_x = \alpha_{a_0}\ \text{şi}\ \gamma = \frac{n_{a_0}}{n_0} = \gamma_0, \tag{7}$$

adică sursele sînt staţionare şi raportul de transmitere constant.

Exploatarea liniară ar interesa, îndeosebi, atunci cînd fiecare maşină s-ar menţine pe curba sa economică:

$$P_m(n,\alpha_i) = P_m(n);\ P_a(n_a, \alpha_x) = P_a(n_a); \tag{8}$$

şi

$$P_m(n) = P_a(n_a).$$

Rezultă:

$$\begin{aligned} n_a &= n_a(\alpha_x);\quad \alpha_i = \alpha_i(n) \\ n &= n(n_a)\ \text{sau}: \gamma = \gamma(\alpha_x), \end{aligned} \tag{9}$$

adică trei sisteme de reglaj, cu legile respective

Exploatarea zonală presupune crearea unor condiţii mai largi pentru folosirea performanţelor maşinilor. Totuşi ea trebuie limitată în zona raţională a motorului şi maşinii antrenate. La proiectarea agregatului se vor alege astfel maşinile, încît puterile extreme ale zonei raţionale a maşinii antrenate, determinate şi ele de caracteristicile sarcinii, să fie cuprinse între puterile extreme ale zonei raţionale a motorului. Suprapunerea lor pe orizontală se asigură prin variatorul de viteză.

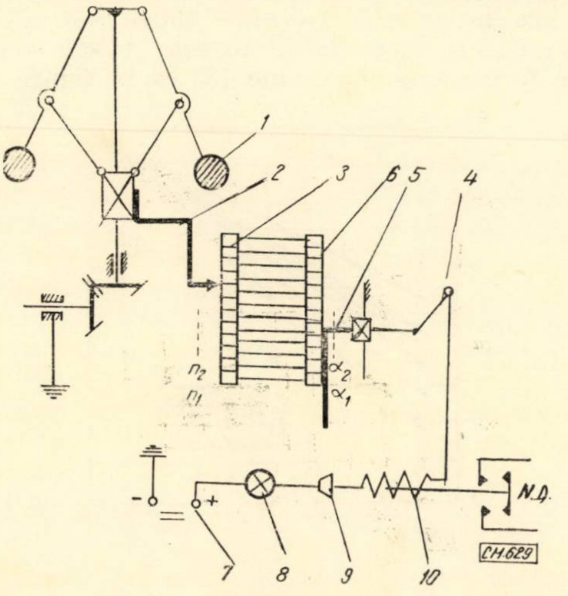


Fig. 8

În acest caz nu se mai folosesc sisteme de reglaj ca mai sus, ci sisteme de alarmă sau execuţie, sensibile pe curbele minore şi majore. Fie :

$$P_m(n, \alpha_i) = P_m(n) \qquad (10)$$

una dintre aceste curbe de alarmă.

Rezultă :

$$\alpha_i = \alpha_i\,(n), \qquad (11)$$

legea de alarmă, care se poate stabili uşor şi grafic.

Sistemul de alarmă are schema de principiu ca în figura 8.

Traductorul de turaţie *1* indică turaţia *n* prin cursorul mobil *2* pe un colector electric *3*, format din segmente conductoare, izolate între ele. Pîrghia *4* transmite măsura parametrului electric *6*. Segmentele conducătoare ale celor două colectoare se leagă electric două cîte două după legea *11* şi sînt introduse în circuitul electric cu sursa *7* şi dispozitive de alarmă *8*, *9*. De asemenea, în acest circuit se poate introduce şi releul unui sistem de acţionare *10* al sistemului de execuţie, care readuce agregatul în zona stabilită. Indicat în acest scop este variatorul de viteze continuu sau cu multe trepte.

Prezentarea succintă a acestor aspecte, privind exploatarea raţională a maşinilor, deschide perspectiva unei largi cercetări ştiinţifice cu consecinţe deosebit de interesante, deoarece orice realizare este urmată de economii dinamice care, prin integrarea lor în spaţiu şi timp, ajung la valori importante.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Acerkan, S.N.* Calculul şi construcţia maşinilor-unelte. Bucureşti, Ed. tehnică, 1955.
[2] *Aizermann, A.N.* Teoria avtomaticescogo regulirovania dvigateli. Moscova, Maşghiz, 1952.
[3] *Aramă, C.* ş.a. Motoare cu ardere internă. Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.
[4] *Artobolevski, I.I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1955. Traducere din limba rusă.
[5] *Chimion, Gh.* ş.a. Pompe centrifuge. Bucureşti, Ed. tehnică, 1964.
[6] *Gheorghiu, I.S.*, ş.a. Proiectarea maşinilor electrice. Bucureşti, Ed. tehnică, 1967.
[7] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului, Bucureşti, Ed. tehnică, 1965.
[8] *Gille, G.J.*, ş.a. Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată. Bucureşti, Ed. tehnică, 1952. Traducere din limba franceză.
[9] *Grecu, T.* Turbine şi turbocompresoare. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1964.
[10] *Guţu, A.* Maşini cu abur. Bucureşti, Ed. tehnică, 1956.
[11] *Jante, A.* Kraftfahrmechanik. Leipzig G.G. Trauber Verlagegesellschaft, 1955.
[12] *Kaţ, M.A.* Avtomacescoe regulirovanie scorosti dvigateli vnutermego sgorenia. Moscova, Maşghiz, 1956.
[13] *Manolescu, N.I.*, ş.a. Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi dinamica. Bucureşti, Ed. tehnică, 1958.
[14] *Pavel, D.* ş.a. Turbine hidraulice şi echipament hidroenergetic. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1965.
[15] *Rădulescu, O.* O teorie unitară a maşinilor. Teză pentru obţinerea titlului de doctor. Institutul politehnic-Bucureşti 1967.
[16] * * * Programarea dinamică în proiectarea maşinilor. Comunicarea ştiinţifică la Institutul politehnic—Timişoara, 1968.
[17] *Stamatescu, C.*, ş.a. Compresoare volumice. Bucureşti Ed. tehnică, 1965.
[18] *Tutunaru, D.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Ed. tehnică, 1960.
[19] *Tuzu, C.*, ş.a. Motoare Diesel, Bucureşti Ed. tehnică, 1966.
[20] Brevete de invenţie R.S.R. nr. 052.445/1966 şi nr. 052340/1966.

CZ 621 – 231.323

Studiul capacității portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică

Dr. ing. Mircea ROMANIȚĂ – Fabrica de mașini-unelte și agregate-București

Tendința actuală de a se realiza mașini și aparate de înaltă precizie cu mișcări foarte rapide sau extrem de lente impune studierea cu multă atenție a proceselor de lubrificație.

Problema cea mai dificilă constă însă în menținerea peliculei de lubrifiant între suprafețele conjugate atît în timpul mișcării cît și al staționării. Elaborarea unui sistem de lubrificație care să asigure funcționarea ghidajelor în condițiile frecării lichide pe întreg domeniul de viteze și sarcini face ca uzura suprafețelor să fie practic nulă, forța de frecare mult redusă, iar mișcarea foarte uniformă, fără salturi. Acest sistem poartă denumirea de ungere hidrostatică.

Cel mai simplu ghidaj hidrostatic este cel reprezentat în figura 1; uleiul este debitat de o pompă la presiunea p_0 spre cavitatea a, practicată pe una dintre suprafețele de alunecare, după ce, în prealabil, a parcurs rezistența R_0 care reduce presiunea la valoarea p_1. Datorită interstițiului h între cele două suprafețe de ungere se formează o rezistență hidraulică R_1, astfel că presiunea uleiului scade, după o lege liniară, de la valoarea p_1 la valoarea presiunii atmosferice considerată presiunea de referință ($p_a = 0$).

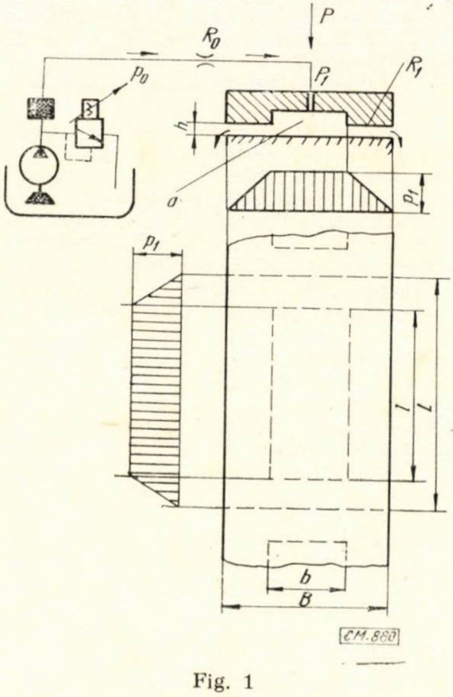


Fig. 1

În această situație condiția de echilibru este:

$$P = A \cdot f_A \cdot p_1. \quad (1)$$

Valoarea coeficientului de arie f_A care ține seamă de variația presiunii dintre cele două suprafețe se poate stabili analitic [1] sau se dă sub forma unor diagrame [3] ca în figura 2.

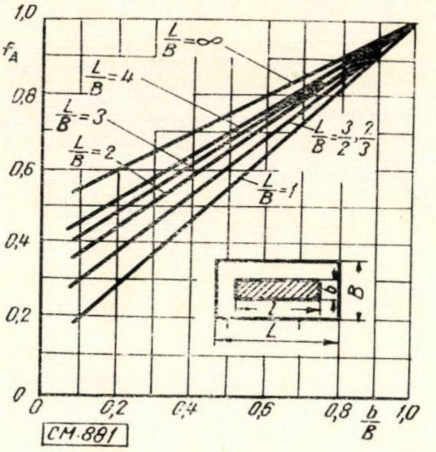


Fig. 2

Pentru circuitul hidraulic, prezentat în figura 1, conform legii lui Poiseuille se pot scrie egalitățile:

$$\begin{aligned} P_0 &= Q(R_0 + R_1) \\ p_1 &= Q R_1, \end{aligned} \quad (2)$$

de unde:

$$p_1 = \frac{R_1}{R_0 + R_1} p_0. \quad (3)$$

Considerînd droselul construit sub formă capilară ($d_0 \leqslant 20\, l_0$) valorile celor două rezistențe sînt [1]:

$$R_0 = \frac{6{,}9 \cdot \gamma \cdot l_0 \cdot \nu}{d_0^4} 10^{-7}, \quad (4)$$

$$R_1 = \frac{0{,}51\, \gamma\, \nu}{h^3 \left(\frac{l}{B-b} + \frac{b}{L-l}\right)} 10^{-7} \quad (5)$$

unde:

γ este greutatea specifică a lubrifiantului, kgf/dm ³;
ν — viscozitatea cinematică, cm ²/s;
l_0, d_0 — lungimea și diametrul orificiului capilar, cm;
h — jocul dintre suprafețele lubrifiate, cm;
L, B, l, b — dimensiunile geometrice ale ghidajului și buzunarului de alimentare (fig. 1), cm.

Admițînd ipoteza că viscozitatea cinematică se menține constantă cel puțin pe durata vehiculării uleiului între droselul R_0 și ghidaj, relația (4) se poate exprima:

$$R_1 = \frac{C}{h^3}, \tag{6}$$

astfel că ecuația (1), ținînd seamă și de (3), devine:

$$P = A \cdot f_A \cdot p_0 \frac{\dfrac{C}{R_0}}{h^3 + \dfrac{C}{R_0}}. \tag{7}$$

Rigiditatea peliculei de lubrifiant se exprimă ca fiind raportul dintre variația sarcinii și variația grosimii filmului de lubrifiant. Pentru a determina rigiditatea peliculei de lubrifiant la un ghidaj hidrostatic ca cel analizat, se derivează, în raport cu h, funcția P dată de relația (7):

$$j = \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}h} = -3 \cdot A \cdot f_A \cdot p_0 \frac{h^2 \dfrac{C}{R_0}}{\left(h^3 + \dfrac{C}{R_0}\right)^2}. \tag{8}$$

Semnul — indică faptul că o dată cu creșterea sarcinii P, grosimea h a peliculei de lubrifiant scade. În cele ce urmează nu se va ține seamă de semn.

Valoarea optimă h_{opt} a gosimii peliculei pentru care rigiditatea este maximă se obține prin anularea primei derivate a funcției j dată de (8):

$$\frac{\mathrm{d}_j}{\mathrm{d}_h} = 3A \cdot f_A \cdot p_0 \cdot$$

$$\cdot \frac{2h \dfrac{C}{R_0}\left(h^3 + \dfrac{C}{R_0}\right)^2 - 2\left(h^3 + \dfrac{C}{R_0}\right) 3h^2 h^2 \dfrac{C}{R_0}}{\left(h^3 + \dfrac{C}{R_0}\right)^4} = 0$$

de unde:

$$h_{opt} = \sqrt[3]{\frac{C}{2R_0}}. \tag{9}$$

Reprezentarea geometrică a funcțiilor P și j este indicată în figura 3.

Înlocuind valoarea h_{opt} exprimată de (9) în ecuațiile care dau presiunea, sarcina și rigiditatea se obține:

$$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{opt} = \frac{2}{3}, \tag{10}$$

$$P_{opt} = \frac{2}{3} A \cdot f_A \cdot p_0, \tag{11}$$

$$j_{max} = \frac{2}{3} \frac{A \cdot f_A \cdot p_0}{\sqrt[3]{\dfrac{C}{2R_0}}}. \tag{12}$$

În condițiile practice reale nu se poate impune însă ca sarcina aplicată pe ghidaj să aibă o valoare unică și bine determinată astfel că va trebui să se accepte o variație a rigidității de o parte și de alta a valorii j_{max}, stabilind în felul acesta domeniul de variație a sarcinii.

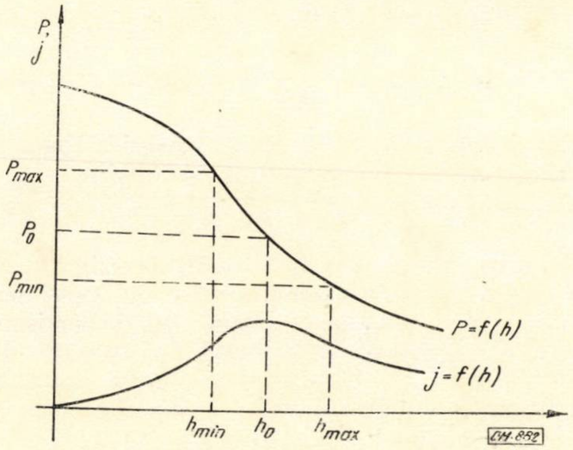


Fig. 3

Valorile minimă și maximă a sarcinii se obțin, în continuare, din condiția de curgere a lubrifiantului, conform legilor mecanicii fluidelor. Se va considera pentru aceasta un volum elementar de lichid (fig. 4) aflat între cele două suprafețe de ungere, asupra căruia acționează o sarcină P.

O dată cu creșterea sarcinii de la valoarea P la $P + \mathrm{d}P$, grosimea peliculei h se va reduce cu valoarea dz, provocînd totodată o variație a presiunii uleiului, $p_1 + \frac{\partial p_1}{\partial z} \cdot \mathrm{d}z$.

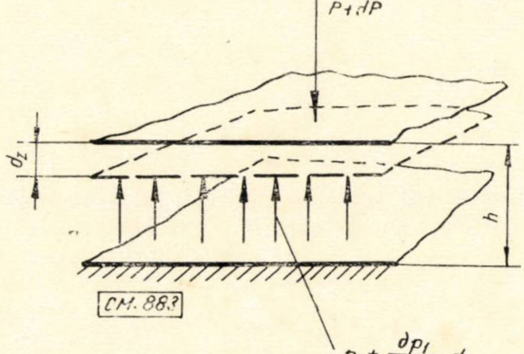


Fig. 4

Condiția de echilibru a sistemului în acest caz este:

$$P + \mathrm{d}P = A \cdot f_A \left(p_1 + \frac{\partial p_1}{\partial z} . \mathrm{d}z\right). \tag{13}$$

Datorită faptului că pe direcțiile x și y dimensiunile reale ale săniei sînt mult mai mari decît valoarea jocului h (de ordinul $10^4 \ldots 10^5$) creşterile elementare după aceste direcţii sînt mult mai lente şi, ca urmare, derivatele parţiale în raport cu x şi y se neglijează, ca de altfel şi forţele datorite viscozităţii, întrucît vitezele sînt reduse.

Din ecuaţia (13) se deduce deci :

$$\mathrm{d}P - \left(A\cdot f_A\cdot \frac{\partial p}{\partial h}\right)\mathrm{d}h = j\cdot \mathrm{d}h. \tag{14}$$

Admiţînd, pentru un domeniu strict limitat, că rigiditatea este constantă, se obţine :

$$P = jh. \tag{15}$$

Rezultă astfel că în condiţiile rigidităţii constante, sarcina variază liniar cu grosimea filmului de lubrifiant. Dacă se înlocuieşte valoarea rigidităţii exprimată în funcţie de raportul R_1/R_0, obţinută din relaţia (8) prin împărţirea numărătorului şi a numitorului cu h^3, se obţine :

$$P = 3\cdot A\cdot f_A\cdot p_0 \frac{\dfrac{R_1}{R_0}}{\left(1+\dfrac{R_1}{R_0}\right)^2}. \tag{16}$$

Valoarea maximă a acestei funcţii se obţine prin anularea primei derivate în raport cu R_1/R_0 :

$$\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\left(\dfrac{R_1}{R_0}\right)} = 3A\cdot f_A\cdot p_0 \frac{\left(1+\dfrac{R_1}{R_0}\right)^2 - 2\left(1+\dfrac{R_1}{R_0}\right)\dfrac{R_1}{R_0}}{\left(1+\dfrac{R_1}{R_0}\right)^4} = 0,$$

de unde :

$$\frac{R_1}{R_0} = 1. \tag{17}$$

Cu ajutorul acestei egalităţi, folosind relaţiile precedente, se determină valorile limită ale sarcinii şi peliculei de lubrifiant în cazul utilizării unui drosel capilar fix :

$$P_{min} = \frac{1}{2} A\cdot f_A\cdot p_0, \tag{18}$$

$$P_{max} = \frac{3}{4} A\cdot f_A\cdot p_0, \tag{19}$$

$$h_{max} = \sqrt[3]{\frac{0{,}074\cdot \mathrm{d}_0^4}{l_0\left(\dfrac{l}{B-b} + \dfrac{b}{L-l}\right)}}, \mathrm{cm}$$

$$\left(\text{pentru} \frac{p_1}{p_0} = \frac{1}{2}\right), \tag{20}$$

$$h_{min} = \sqrt[3]{\frac{0{,}025\, d_0^4}{l_0\left(\dfrac{l}{B-b} + \dfrac{b}{L-l}\right)}}, \mathrm{cm}$$

$$\left(\text{pentru} \frac{p_1}{p_0} = \frac{3}{4}\right). \tag{21}$$

Limitele domeniului de variaţie, pentru rigiditate şi pentru grosimea peliculei de lubrifiant, sînt : $j = 10\%$; $h = 30\%$.

Valorile stabilite pentru sarcina maximă şi minimă, respectiv grosimea maximă şi minimă a filmului de lubrifiant, au fost determinate, după cum s-a observat, fără a se ţine seamă de micro- şi macrogeometria celor două suprafeţe ; din această cauză valorile reale diferă într-o oarecare măsură de cele teoretice, fiind necesară introducerea unor coeficienţi de corecţie determinaţi experimental.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Levit, G.A.* ş.a. Calculul ghidajelor hidrostatice deschise. În : Maşini-unelte şi scule nr, 1, 1964.

[2] *Levit, G.A.* ş.a. Calculul ghidajelor hidrostatice închise. În : Maşini-unelte şi scule, nr. 8, 1964.

[3] *Rippel, H.C.* Hydrostatic Bearings, Basic concepts and Pad Design. În: Machine Design, august 1963.

CZ 669.71:621.791.011

Metodă de determinare a fisurabilităţii la îmbinările sudate din aluminiu

Ing. Sever ŞONTEA – Uzinele Electroputere – Craiova

Noţiunea de fisurabilitate este legată organic pentru o îmbinare, de două categorii de factori: factori tehnologici, care produc defecte de forma porilor, incluziunilor de oxizi, defecte de îmbinare etc. şi factori metalurgici, care produc defecte de structură şi fisuri. Cea mai puternică influenţă asupra fisurabilităţii o are compoziţia chimică a aliajului şi poziţia acestuia faţă de eutectic.

După o serie de cercetări experimentale [1], [2], [3], poziţia unui aliaj de aluminiu faţă de punctul eutectic are o importanţă covîrşitoare asupra fisurabilităţii. Fiecare aliaj se solidifică într-un interval mai mare sau mai mic şi cu cît acest interval este mai mare cu atît şi tendinţa de fisurare este mai mare.

La aluminiu pur, fisurarea nu este posibilă datorită faptului că acesta se solidifică la o temperatură constantă; la eutectic şi în apropierea acestuia, intervalul de solidificare scade de asemenea mult, în schimb, la cantităţi mici de elemente de aliere intervalul de solidificare creşte şi o dată cu acesta, pericolul de fisurare.

În lucrarea de faţă se arată stadiul actual în legătură cu încercarea de fisurabilitate a îmbinărilor sudate şi se propune o metodă care utilizează pentru aprecieri cantitative controlul cu ajutorul undelor ultrasonore.

Pentru *determinarea* fisurabilităţii s-au realizat multe cercetări sistematice [1÷6] pe mai multe categorii de aliaje, fie pe probe sudate, fie prin comparaţie pe probe turnate în spirală.

S-au stabilit astfel concentraţiile care tind spre un grad de fisurabilitate maximă la mai multe categorii de aliaje de aluminiu, după cum se arată în tabela 1.

Tabela 1

Aliajul	Sensibilitatea maximă la fisurare	Conţinutul minim practic	Interval de solidificare critic
AlSi	0,75 % Si	2 % Si	660—577 (83°)
AlCo	3 % Cu	5 % Cu	660—547 (113°)
AlMg	1,2 % Mg	3,5 %Mg	660—449 (211°)
AlSiMg	0,5 % Si	2 % Si	
	0,3 % Mg		—
	0,5—0,8 % Si		—
	0,2—1,2 % Mg	3,5 %Mg	

S-au studiat, de asemenea, mai multe metode de încercare a îmbinărilor sudate din aluminiu în legătură cu tendinţa de fisurare a acestora. Mai mulţi cercetători sovietici [4] au folosit diverse metode de încercare pentru a compara rezistenţa la fisurare a cusăturilor sudate la cele mai reprezentative aliaje de aluminiu sovietice ca: AMt, D2OM, AMg3N, N4OM, AMg6N, AVT, D16T, V95T. Metodele folosite au fost: sudarea în cruce, schelet de peşte, metoda de sudare circulară şi metoda şcolii superioare Neumann. După experimentările efectuate, pe baza acestor metode s-a ajuns la concluzia că probele în cruce şi schelet de peşte dau numai indicaţii în legătură cu tendinţa de fisurare, proba circulară dă indicaţii calitative, iar proba şcolii superioare Neumann oferă indicaţii cantitative şi deci este cea mai adecvată.

În documentul IIS [8] s-au dat ample informaţii în legătură cu încercările de fisurabilitate utilizate, cu menţiunea că acestea se referă mai mult la oţeluri.

Prima încercare indicată este metoda Schnedt-Fisco; o pereche de epruvete este fixată rigid cu un moment de strîngere într-un dispozitiv, epruvetele avînd dimensiunile: lăţimea 80—130 mm, lungimea 180—200 mm şi grosimea 12 mm. Sînt pregătite în 1, Y sau U. Se sudează trei pînă la patru cordoane de sudură de 50 mm lungime fiecare, după care se desfac din dispozitiv, se îndoaie cu ciocanul, evaluîndu-se fisurile.

Gradul de fisurare se exprimă prin relaţia $\frac{l_f}{l_c}$, unde l_f reprezintă lungimea fisurii, iar l_c — lungimea cordonului.

Prin această metodă se identifică atît fisurile longitudinale cît şi fisurile transversale.

Un alt exemplu se referă la aşa-zisa metodă RD. Este vorba de o sudură cap la cap în care epruvetele sînt strînse prin capetele a două feţe de contact şi fixate printr-o placă suport rigidă.

La proba Tekken se utilizează o epruvetă în care se uzinează mai multe fante între care se sudează de obicei cordoane lungi de 80 mm, între ele rămînînd un spaţiu nesudat de 80 mm. La proba Tekken modificată lungimea sudată este de 60 mm, iar spaţiul dintre ele de 80 mm.

Fisurabilitatea sudurii la aliajele AlZnMg şi metodele de încercare ale acesteia au fost studiate de mai mulţi cercetători [5], [6], [7]. Pentru acest aliaj s-a crezut că fisurabilitatea apare numai la secţiuni subţiri, dar apoi ea a fost identificată şi la secţiuni mai groase.

Principalele măsuri indicate a se lua pentru a împiedica fisurabilitatea sînt: modificarea intervalului de solidificare a cusăturii, modificarea cantităţii de eutectic în cusătură şi de granulaţie fină. Cîteva date experimentale [5] arată că la încercarea de sudare a unui aliaj 4,5% Zn; 1,2% Mg, cu sîrmă de aceeaşi compoziţie, s-a constatat faptul că elementele crom şi cupru duc la o accentuare a fisurabilităţii, iar titanul şi borul duc la o micşorare a granulaţiei.

Cea mai puternică influenţă asupra micşorării tendinţei de fisurare o are cantitatea de eutectic, concretizată prin prezenţa siliciului care formează cu magneziul compusul Mg_2Si. Începînd de la 1% Mg_2Si în şarjă şi pînă la circa 6%, tendinţa de fisurare a aliajelor AlZnMg descreşte pînă la zero [5].

Identificarea eutecticului se face prin cercetarea microscopică a probelor, el fiind dispus la marginile granulaţiei soluţiei solide.

Măsurile luate pentru evitarea [2] tendinţei de fisurare pot aduce cu sine şi o tendinţă spre formarea de retasuri. Prezenţa unei cantităţi suplimentare de eutectic va face ca aceasta să solidifice cel din urmă şi să dea naştere la retasuri.

Ca metodă de cercetare s-a folosit o epruvetă proprie de forma şi dimensiunile arătate în figura 1.

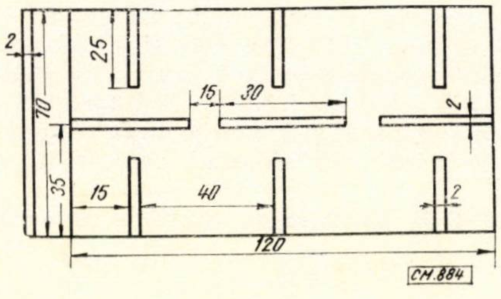


Fig. 1

După cum se observă, epruveta este formată dintr-o tablă subţire de 2 mm, în care se prelucrează trei canale longitudinale de cîte 30 mm, fiecare cu lăţimea de 2 mm. Aceste trei canale se vor încărca ulterior prin sudare. Epruveta mai are prelucrate tot prin frezare încă şase canale cu lăţimea de 2 mm şi lungimea de 25 mm, dispuse perpendicular pe direcţia celor longitudinale. Grosimea de numai 2 mm a tablei ca şi decuparea pe direcţia perpendiculară a celor trei cordoane creează condiţii severe din punctul de vedere al fisurabilităţii.

Pentru sudare s-a folosit procedeul WIG cu următorul regim de lucru: curent 150 A; diametrul electrodului de wolfram 2,3 mm; diametrul materialului de adaos 3 mm; debitul de argon 15 l/min.

Pentru experimentări s-au folosit două aliaje de aluminiu, un aliaj AlZnMg şi un altul AlSiMgMn. Sudarea acestora s-a făcut cu cinci materiale de adaos, după cum se arată în tabela 2.

Tabela 2

Metal de bază	Nr. variantei	Material de adaos
AlZnMg: zinc 3,43%; magneziu 2,42%; crom 0,06%; fier 0,12%; titan 0,10%; zirconiu 0,1%	1	$AlMg_5$ (Magneziu 5,2%; fier 0,169%; mangan 0,199%; siliciu 0,17)
	2	$AlSi_5$ (siliciu 4,4%; mangan 0,1%; fier 0,109%)
	3	AlZnMg (zinc 5,7%, magneziu 0,54%; crom 0,257%; siliciu 0,14%; mangan 0,38%; fier 0,4%; titan 0,12%)
	4	AlZnMg (zinc 2,8%, magneziu 2,8; crom 0,15%; siliciu 0,12%; mangan 0,23%; fier 0,36%; titan 0,25%)
	5	Acelaşi cu metalul de bază
AlSiMgMn: siliciu 1,2%; magneziu 0,8%; mangan 0,54%; fier 0,3%; cupru 0,02%	6	$AlMg_5$ (ca la varianta 1)
	7	$AlSi_5$ (ca la varianta 2)
	8	AlZnMg (ca la varianta 3)
	9	AlZnMg (ca la varianta 4)
	10	AlZnMg (ca la varianta 5)

La majoritatea metodelor de cercetare a fisurabilităţii aprecierea cantitativă o constituie observaţia vizuală. În cazul de faţă aprecierea s-a făcut pe baza unui control ultrasonic, efectuat cu un defectoscop de fabricaţie Krant-Krämer, tip USIP—10.

După depunerea cordoanelor de sudură, probele au fost controlate cu sonde înclinate la 80° pe direcţiile arătate în figura 2 (1÷8 direcţii de control).

După cum se observă, o parte din cele opt direcţii de control se execută pentru depistarea eventualelor fisuri în materialul nesudat

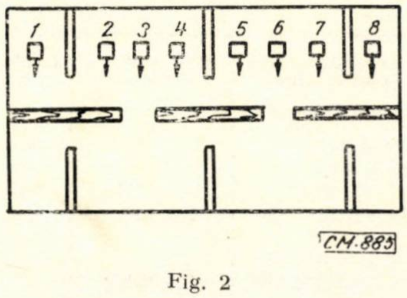


Fig. 2

dintre cordoane. Modul de propagare a undelor ultrasonice în direcţia cordoanelor şi în cea a materialului dintre cordoane este arătat în figura 3.

Regimul de control utilizat: domeniul de lucru 100 mm, frecvenţa 2 MH_3, amplificare

80 dB, sondă cu dimensiuni mici (în miniatură) înclinată la 80°. În ipoteza cînd nu există defecte pe ecranul osciloscopului, se obține numai ecoul de fund care reflectă extremitatea opusă a probei; în ipoteza unui defect în sudură (pori, nepătrunderi, lipsă de topire) se înregistrează un ecou intermediar reflectat de acesta, iar în ipoteza unui defect mai puternic sau a fisurilor, nu se mai obține nici un ecou. Cazurile de mai sus sînt exemplificate în figura 4, a, b, c.

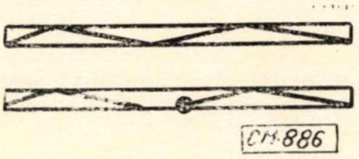


Fig. 3

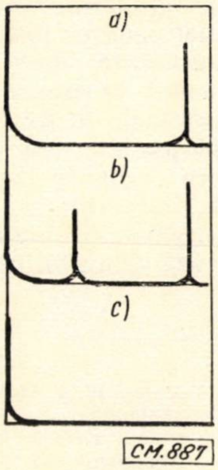


Fig. 4

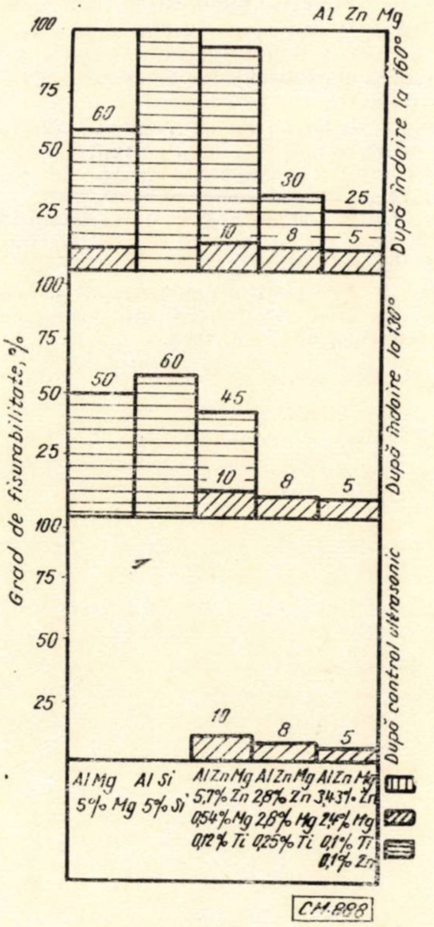


Fig. 5

Pe lîngă controlul ultrasonic s-a utilizat suplimentar și controlul radiografic cu raze X.

La variantele 3, 4, 5, 8, 9 și 10 (tabela 2) s-au identificat fisuri cu ocazia controlului ultrasonic. Acestea au fost situate în crater atunci cînd aliajul AlZnMg a fost sudat cu sîrmă tot din AlZnMg sau în cordon și parțial în crater atunci cînd aliajul AlSiMg a fost sudat cu sîrmă AlZnMg.

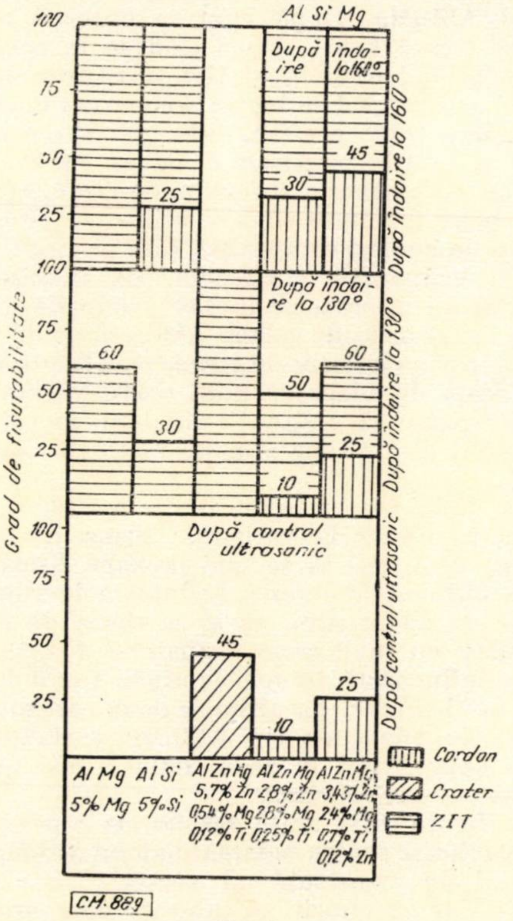


Fig. 6

Figurile 5 și 6 reprezintă rezultatele exprimate grafic. Gradul de fisurabilitate în % este raportul dintre lungimea fisurilor și lungimea totală a celor trei cordoane, amplificat cu 100.

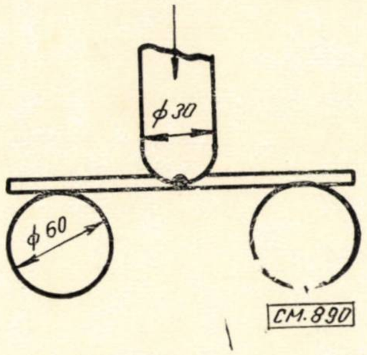


Fig. 7

După controlul ultrasonic probele au fost îndoite la o mașină universală de încercări tip ZDM 30 T, după cum se arată în figura 7.

Îndoirea s-a făcut în două etape, la 130° şi la 160°. Gradul de fisurabilitate a crescut după cum se remarcă în figurile 5 şi 6.

În figura 6 se arată rezultatele variantelor 1—5 (tabela 2) folosite pentru încercarea aliajului AlZnMg. După cum se observă nu se înregistrează fisuri atunci cînd se lucrează cu sîrmele de adaos $AlMg_5$ şi $AlSi_5$ şi se înregistrează fisuri atunci cînd se lucrează cu sîrma de adaos AlZnMg. Între acestea, cele mai slabe rezultate se obţin cu sîrma de adaos cu conţinut minim de magneziu şi maxim de crom, iar cele mai bune rezultate cînd se utilizează sîrmă de adaos de aceeaşi compoziţie, care pe lîngă titan are în compoziţie şi zirconiu. La îndoirea în continuare a probelor la 130°, sudurile executate cu sîrmele de adaos $AlMg_5$ şi $AlSi_5$ fisurează în zona influenţată termic pînă la 50—60%. La sîrma de adaos cu mult crom, varianta 3, se înregistrează o situaţie similară, în timp ce la restul electrozilor situaţia rămîne neschimbată.

La îndoirea probelor pînă la 160° apar fisuri în crater la varianta : sîrma de adaos $AlMg_5$ fără însă să se mai propage fisurile în zona influenţată termic. În ipoteza lucrului cu sîrme de adaos $AlSi_5$ ca şi cu sîrme de adaos AlZnMg cu mult crom, extinderea fisurilor în zona influenţată termic cuprinde toată lungimea cordoanelor. La ultimele două categorii de sîrme de adaos de tip AlZnMg variantele 4 şi 5, apar fisuri în zona influenţată termic cu extindere restrînsă.

În figura 6 se arată rezultatele variantelor 6—10 folosite pentru sudarea aliajului AlSiMgMn. Gradul de rezistenţă al acestuia este mai redus, iar electrozii au aceeaşi comportare.

În concluzie, metoda propusă asigură un control rapid pentru determinarea gradului de fisurabilitate în îmbinările sudate ale aliajelor de aluminiu, întrucît fisurile atenuează complet energia folosită în timpul controlului. Ea furnizează date suplimentare referitoare la modul de rupere care s-ar produce la solicitări anormale în exploatare. De asemenea, metoda dă posibilitatea să se studieze comparativ diferite variante legate de natura materialului de bază sau al celui de adaos ca şi de unii parametri tehnologici de lucru, care influenţează fisurabilitatea.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mantel, W.* şi *Wolf, L.* Probleme metalurgice ale sudării aluminiului şi aliajelor sale, sub considerentul special al sudării electrice sub gaz protector inert. Supl. rev. Aluminium, nr. 6, 1958

[2] *Mantel, W.* Sudarea MIG a aliajelor din aluminiu. Supliment la rev. Aluminiu, nt. 9, 1964.

[3] *Brienner, P.* Caracteristicile şi utilizarea unui aliaj AlZnMg durificabil şi sudabil.

[4] *Iakušims, G.M.* ş.a. Comportarea cîtorva metode de apreciere a rezistenţei tehnologice a aliajelor de aluminiu la sudare. Svarocinoe proizvodstvo, nr. 4, 1962.

[5] *Mudrack, K.F.* Cercetări privind tehnica sudării unui aliaj AlZnMg 1, sub considerentul special al fisurabilităţii sudurii. Supliment la rev. Schweissen und Schneiden, nr. 2, 1960.

[6] *Yoshihiko, Sugiyema, Fukui, Toshiyesu.* Efectul elementelor de adaos asupra susceptibilităţii formării crăpăturilor de sudură a aliajelor AlZnMg. În : Sume Licht Metal Tehn. Rep. Japonia, 8, nr. 2, 1967.

[7] *Dudas, J.H.* şi *Collins, F.R.* Evitarea fisurării sudurii la aliajele aluminiu de mare rezistenţă. Welding Journal S.U.A. 45, nr. 6, 1966.

[8] *Graujon, H.* Informaţii asupra încercării de fisurabilitate a sudurilor Doc, IIS IX—290—61. Soudage et techniques connexes, nr. 7—8, 1963.

CZ 621-2:001.815

Unele considerații cu privire la erorile de indexare

Ing. Voicu TACHE – conferențiar, Institutul politehnic-București

Ing. Aurel BRĂGARU – șef lucrări, Institutul politehnic-București

Ing. Ion UNGUREANU – asistent, Institutul politehnic-București

Factorii care influențează mărimea erorilor de indexare. În industria constructoare de mașini sînt foarte multe dispozitive și chiar mașini-unelte care folosesc indexarea pentru poziționarea succesivă a diferitelor suprafețe de prelucrat — ale aceleiași piese sau ale mai multor piese — în fața aceleiași scule sau a mai multor scule.

Indexarea trebuie să asigure poziționarea suprafețelor de prelucrat cu o precizie pe care proiectantul o stabilește prin desenul de execuție. În literatura de specialitate, pînă în prezent, problema erorilor de indexare este tratată parțial întrucît nu este luată în considerare și influența jocului dintre partea rotitoare și partea fixă. De asemenea, se fac numai referiri parțiale cu privire la eroarea de indexare în funcție de poziția indexorului față de axa sculei și față de axa de rotație a dispozitivului.

Cunoașterea mărimii erorii de indexare și a factorilor care o influențează este utilă atît celor care proiectează cît și celor care exploatează dispozitivele rotitoare.

Eroarea de indexare se datorește jocurilor dintre elementele de orientare a părții rotitoare față de partea fixă a dispozitivului și a abaterilor de execuție a acestor elemente.

Se va lua în discuție cazul cel mai general:

— scula se află într-o poziție oarecare față de centrul de rotație și indexor (poziția axei sculei notată cu 0);

— se consideră situația cea mai defavorabilă de execuție a elementelor care influențează precizia de indexare, precum și situația cea mai defavorabilă de preluare a jocurilor din sistem.

În figura 1 s-au utilizat următoarele notații: R_1 — raza pe care se află axa indexorului; R_2 — raza pe care se află axa sculei; j_1 — jocul minim dintre axul părții fixe și alezajul platoului rotitor; p — distanța dintre axele găurilor de fixare din platoul rotitor; T_p — cîmpul de toleranță la distanța dintre axele găurilor de fixare; φ — unghiul sub care se află axa sculei față de axa indexorului; ε_1 — eroarea dată de rotirea platoului, în jurul axei fusului, în limita jocurilor j_2 și j_3, eroare ce se transmite circular, indiferent de poziția axei sculei; $\varepsilon_2 \cos \varphi$ — eroarea datorită jocului j_1 care este preluat prin rotirea platoului în jurul indexorului; j_2 — jocul maxim dintre indexor și bucșa de ghidare din partea fixă; j_3 — jocul maxim dintre indexor și bucșa de fixare din platou.

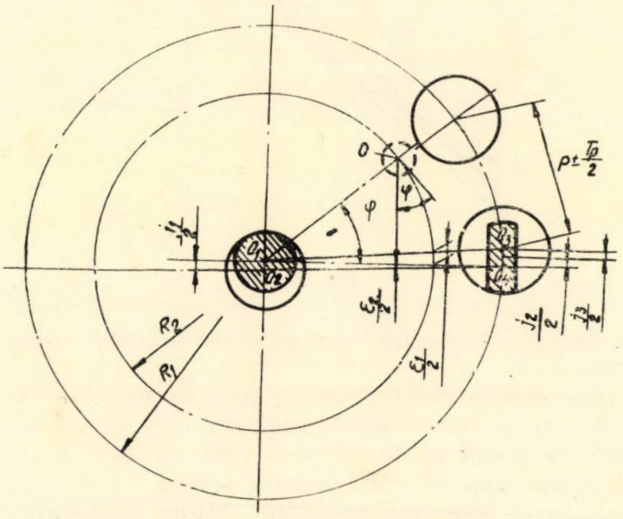


Fig. 1

Eroarea totală de indexare ε pentru acest mod de preluare a jocurilor va fi:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \cos \varphi + T_p \frac{R_2}{R_1}. \tag{1}$$

Din $\Delta 0_1 H 0_2 0_4$ și $\Delta 0_4 0_3 0_1$, ε_1 și ε_2 au următoarele expresii:

$$\varepsilon_1 = \frac{R_2}{R_1}(j_2 + j_3)$$

și

$$\varepsilon_2 = (R_1 - R_2 \cos \varphi)\frac{j_1}{R_1}.$$

Înlocuind în relația (1) rezultă:

$$\varepsilon = \frac{R_2}{R_1}(j_2 + j_3 + T_p) + \left[\left(1 - \frac{R_2}{R_1}\cos \varphi\right) j_1 \cos\varphi\right]. \tag{2}$$

În cazul că interesează eroarea unghiulară de pas ε_α, aceasta se poate calcula folosind relația (3):

$$\varepsilon_\alpha = \text{arc tg}\, \frac{\varepsilon}{R_2}. \tag{3}$$

Termenul al doilea din relaţia (2) exprimă influenţa jocului dintre fus şi alezajul din platou. Se observă că aceasta depinde de poziţia unghiulară a sculei şi de raportul dintre cele două raze.

Relaţia (2) transpusă în graficul din figura 2 arată dependenţa mărimii erorii de indexare în funcţie de unghiul φ şi de raportul celor două raze.

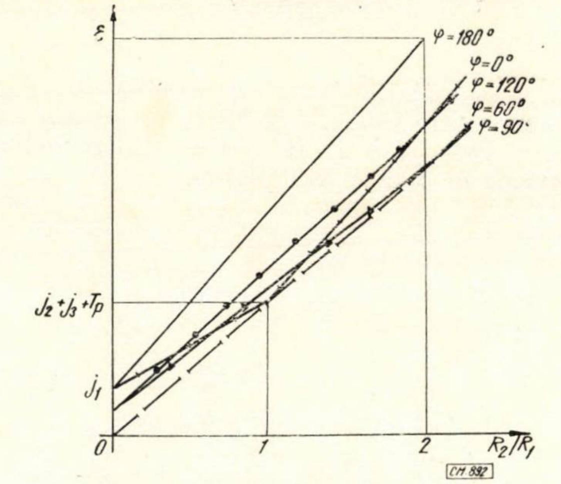


Fig. 2

Din grafic se observă că eroarea minimă de indexare se obţine cînd indexorul este amplasat faţă de sculă la 90° şi pe o rază cît mai mare faţă de raza pe care se află scula.

Eroarea maximă se obţine atunci cînd indexorul este amplasat la 180° faţă de sculă.

La dispozitivele cu axa de rotaţie verticală, în cazul prelucrărilor paralele cu axa de rotaţie a mesei, pentru orice poziţie a sculei faţă de indexor, jocul j_1 de la axul de rotaţie poate da erori de neconcentricitate, în cazul că acesta este preluat radial faţă de axa de rotaţie.

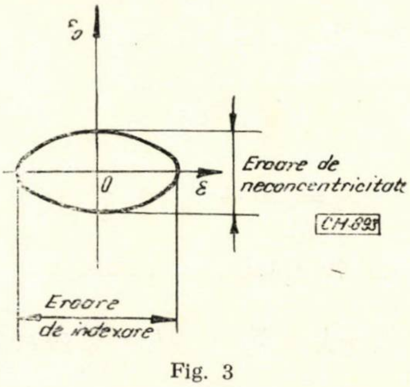


Fig. 3

Preluarea jocului central pe această direcţie se face pe seama diminuării erorilor de indexare. În cazul unei proiectări corecte a elementelor de indexare se poate aprecia că erorile de poziţionare succesivă a unei scule se găsesc într-o elipsă (fig. 3) ale cărei dimensiuni sînt: axa mică egală cu jocul j_1 dintre partea rotitoare şi partea fixă, iar axa mare egală cu mărimea dată de relaţia (2) pentru poziţia sculei respective.

Pe proiectant îl interesează numai valorile maxime ale erorilor pe cele două direcţii corespunzînd erorii de indexare, respectiv erorii de neconcentricitate, fiindu-i suficiente aceste două valori pentru aprecierea preciziei de poziţionare succesivă a sculei.

Avînd în vedere caracterul întîmplător de apariţie simultană, cu intensitate maximă, a tuturor factorilor care influenţează mărimea erorilor de indexare este puţin probabil că acestea vor da eroarea maximă. De aceea, relaţia (2) care dă mărimea erorii maxime de indexare se poate scrie:

$$\varepsilon^* = \sqrt{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 (j_2^2+j_3^2+T_p^2)+\left[\left(1-\frac{R_2}{R_1}\cos\varphi\right)j_1\cos\varphi\right]^2}. \tag{4}$$

Cu un procent de risc poate fi folosită relaţia (4) pentru determinarea erorii, considerînd o precizie aleasă a elementelor de indexare.

Mărimea cîmpului de împrăştiere a poziţiilor succesive ale sculei, pentru $\varphi = 0$ şi $\varphi = 180°$ şi pentru raportul $R_2/R_1 = 1$ şi $R_2/R_1 = 0{,}5$, se poate vedea numeric, în tabela 1, în cazul a două mese cu axa verticală, normalizate de ICTCM.

Tabela 1

Norma tehnică	R_2/R_1	Poziţia sculei			
		φ = 0°		φ = 180°	
		ε	j_1	ε	j_1
NT 293/62 (∅ 315)	1 0,5	73 37	45 45	163 105	45 45
NT 288/62 (∅ 315)	1 0,5	73 37	85 85	243 165	85 85

Pentru toleranţa la pas a găurilor de indexare s-a luat aceeaşi toleranţă ca la poziţia faţă de centru ± 0,01.

De remarcat că în normă, ajustajele indexorului pentru cele două exemple sînt executate în clasa 1 de precizie, iar ajustajul central (de la axul de rotire a platoului) în clasa a 2-a de precizie. Din tabela 1 rezultă că poziţia sculei faţă de indexor are o mare influenţă asupra cîmpului de împrăştiere a poziţiilor succesive ale sculei.

Din acest motiv în exploatare, trebuie să se dea o foarte mare atenţie alegerii poziţiei sculei faţă de indexor.

Pentru unele situaţii prevederea unor toleranţe în clasa de precizie 1 pentru ajustajele indexorului nu-şi găseşte justificarea dacă se urmăreşte influenţa jocului de la axul de rotire asupra mărimii erorii de indexare, ajustaj prevăzut în normă de a se realiza în clasa a 2-a de precizie. Aceasta, avînd în vedere faptul că plusul de precizie care se obține reprezintă un procent mic din mărimea erorii introdusă de jocul central.

Concluzii și recomandări pentru proiectarea și exploatarea dispozitivelor rotitoare. La dispozitivele de indexare cu axa orizontală jocul de la axul de rotație al părții rotitoare față de partea fixă nu influențează asupra mărimii erorii de indexare. Calculul mărimii erorii se poate face cu relația (2) în care termenul al doilea este nul.

Pentru a obține o eroare de indexare cît mai mică trebuie ca raza pe care se află indexorul să fie cît mai mare față de raza pe care se află scula, indiferent de poziția axei dispozitivului.

Folosind graficul din figura 2 se poate stabili poziția indexorului față de sculă care dă eroarea de indexare minimă pentru raportul R_2/R_1 ales (pentru dispozitivele cu axa verticală).

La dispozitivele cu axa verticală, pentru poziția stabilită a indexorului față de sculă și raportul R_2/R_1 ales, mărimea erorii de indexare se calculează cu relația (2) sau (4).

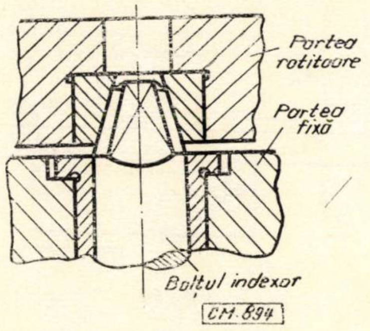


Fig. 4

Pentru asigurarea preciziei de indexare cerută în această fază, pentru execuția elementelor care influențează mărimea erorii de indexare să nu se aleagă o clasă de precizie mai mare decît 2, fiind posibile soluții mai ieftine.

Norma 273–62 prevede pentru ajustajele indexorului execuția în clasa 1 de precizie.

În cazul în care precizia de indexare cerută nu este satisfăcută prin aplicarea celor arătate mai sus, se poate folosi, pe rînd, una din soluțiile constructive expuse mai jos, avînd în vedere faptul că acestea sînt expuse în ordinea dificultății de execuție, deci și a prețului de cost.

Astfel, o soluție constă în anularea jocului j_3 dintre indexor și partea rotitoare a dispozitivului. Aceasta se poate realiza prin folosirea unui indexor cu cap conic care prezintă și avantajul unei căutări ușoare a locașului de indexare (fig. 4). La mesele rotitoare care nu sînt prevăzute cu sisteme de blocare, soluția nu se poate aplica.

O a doua soluție se obține prin preluarea asimetrică a jocului j_2 dintre bolțul indexor și partea fixă, care se poate realiza prin folosirea forței radiale din angrenajul pinion-cremalieră. În acest scop, forța de deplasare a bolțului indexor trebuie să se aplice pinionului de antrenare. De asemenea, forța radială F_r (fig. 5) trebuie să fie suficient de mare pentru a învinge forța de frecare dintre masa rotitoare și corpul dispozitivului.

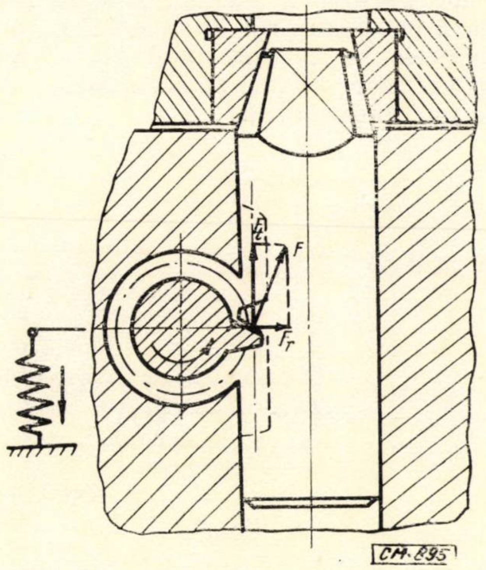


Fig. 5

Forța radială pentru preluarea jocului poate fi creată și prin deplasarea manuală a pinionului de antrenare de la manivelă și reținerea în poziție limită (forțată) pînă la blocarea mesei rotitoare. În acest caz, arcul poate fi plasat în partea din spate a bolțului indexor.

Preluarea asimetrică a jocului j_2 se mai poate realiza prin aplicarea unei forțe radiale asupra bolțului indexor. Forța radială trebuie aplicată pe direcția tangentei la cercul de rotire, adică pe direcția erorii de indexare. Forța se poate aplica printr-un șurub (fig. 6). după ce se realizează indexarea. Sistemul asigură o preluare

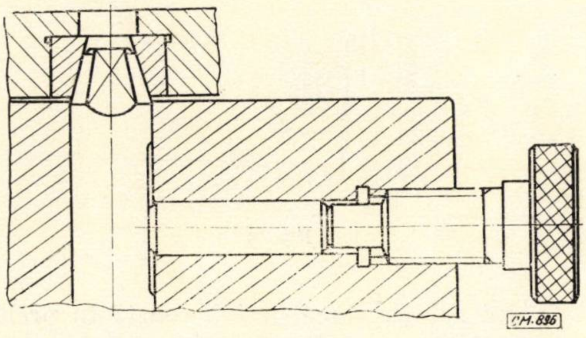


Fig. 6

completă a jocului, dar timpul de acţionare este mare.

În figura 7 este reprezentată soluţia constructivă de preluare a jocului, la care forţa este aplicată continuu prin intermediul unui resort. Elementele în mişcare fiind tot timpul sub acţiunea unor eforturi suplimentare, uzura lor va fi mai pronunţată.

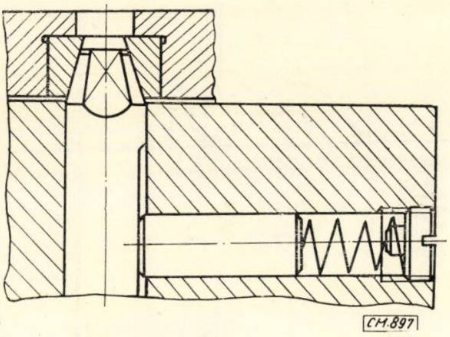


Fig. 7

În figura 8 se prevede utilizarea unui excentric pentru preluarea jocului într-o singură parte. Se pot utiliza şi alte variante constructive pentru preluarea jocului într-o singură direcţie, fiind de reţinut în special cele acţionate simultan cu sistemele de blocare (fig. 9).

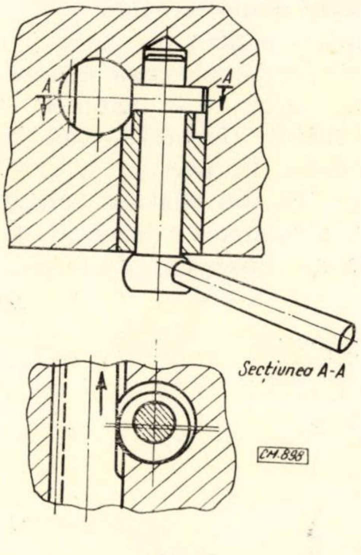


Fig. 8

O altă soluţie constructivă constă în preluarea simetrică a jocului j_2 dintre bolţul indexor şi partea fixă.

În figura 10 se prezintă soluţia constructivă de preluare simetrică a jocului prin folosirea elasticităţii bolţului indexor. În asemenea cazuri partea rotitoare trebuie prevăzută cu proeminenţe (dinţi) dispuse radial.

La dispozitivele rotitoare de precizie ridicată, se pot introduce sisteme de preluare simetrică a jocului folosind hidroplastul şi elasticitatea unor bucşe cu pereţi subţiri (fig. 11).

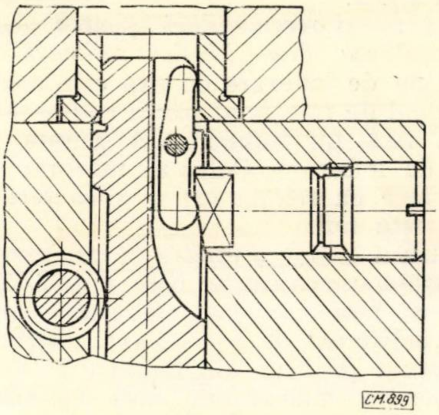


Fig. 9

Soluţia este recomandată pentru dispozitivele rotitoare cu axă verticală, dar poate fi utilizată şi la cele cu axă orizontală.

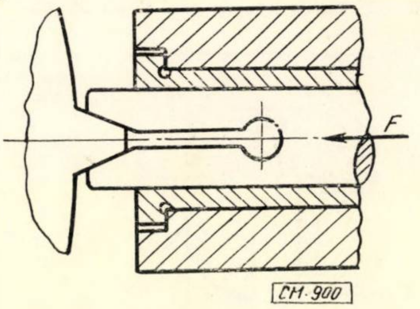


Fig. 10

Pentru indexoarele folosite la dispozitivele cu axa de rotire orizontală se recomandă soluţia reprezentată în figura 12. La această variantă constructivă bucşa cu hidroplast se presează pe corpul bolţului indexor. De menţionat că bucşele cu hidroplast nu se pot folosi la preluarea jocului j_3 dintre bolţul indexor şi masa

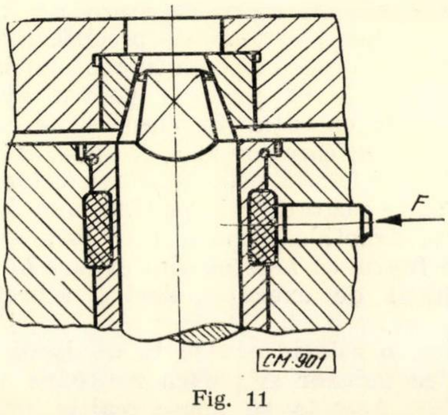


Fig. 11

rotitoare, aşa cum recomandă o serie de autori, deoarece în toate cazurile capătul bolţului indexor trebuie să fie frezat (fig. 1 şi 4.)

La anumite prelucrări se pot aplica soluţii constructive pentru preluarea asimetrică a jocului, dar pentru cele mai multe prelucrări asemenea construcţii nu sînt posibile. În general, în funcţie de condiţiile concrete în prelucrare, proiectanţii sînt aceia care hotărăsc care soluţie trebuie aplicată.

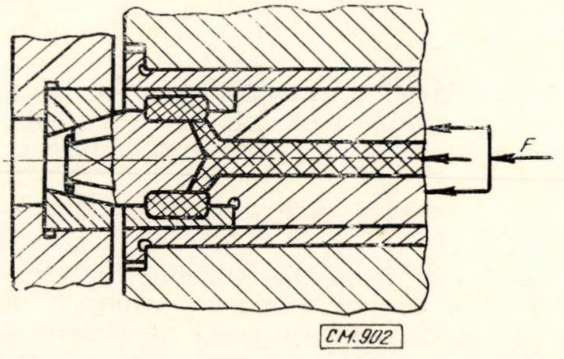


Fig. 12

Problema preluării asimetrice a jocului se rezolvă de la sine, prin însăşi greutatea părţii rotitoare, în cazul dispozitivelor cu axa orizontală. La dispozitivele cu axa verticală, de precizie ridicată, se impune preluarea simetrică a jocului j_1.

În figura 13 este reprezentată construcţia preluării jocului cu ajutorul unor inele elastice cu dublu con care prezintă avantajul că asigură simultan cu preluarea jocului şi blocarea dispozitivului.

La mesele indexoare care nu sînt prevăzute cu sisteme de blocare, se poate aplica preluarea jocului cu ajutorul bucşelor cu hidroplast (fig. 14).

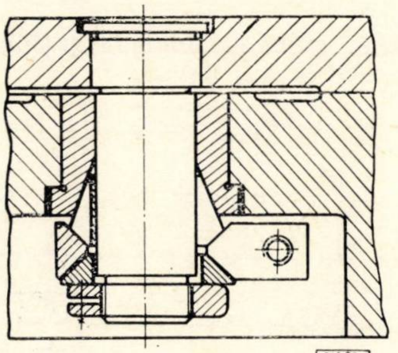


Fig. 13

De subliniat că un asemenea sistem de preluare a jocului dintre fusul mesei rotitoare şi corpul dispozitivului realizează şi o anumită forţă de blocare care poate fi considerată suficientă pentru dispozitivele rotitoare folosite la operaţii de găurire, lărgire, alezare etc.

Deşi o serie de autori prevăd sisteme cu hidroplast care simultan trebuie să realizeze blocarea axială şi preluarea jocului, practic, asemenea sisteme nu lucrează, deoarece acţiunile de blocare şi de preluare a jocului trebuie să se realizeze succesiv (mai întîi preluarea jocului şi apoi blocarea)şi nu simultan.

În cazul cînd proiectantul de dispozitive a introdus soluţii constructive pentru preluarea tuturor jocurilor, precizia de indexare creşte în mod substanţial.

Toleranţa T_p se poate micşora printr-o execuţie corespunzătoare a distanţelor dintre axele locaşurilor din masa rotitoare, dar practic nu poate fi anulată.

Constructorul de dispozitive va trebui să plaseze axa indexorului într-o poziţie maximă faţă de axa de rotire a mesei, pentru ca raportul R_2/R_1 să fie minim. În felul acesta se reduce simţitor mărimea erorii totale de indexare.

De subliniat că operatorul care exploatează dispozitivele rotitoare poate influenţa în mod apreciabil mărimea erorilor de indexare provocate de jocurile j_2, j_3 şi de toleranţa T_p.

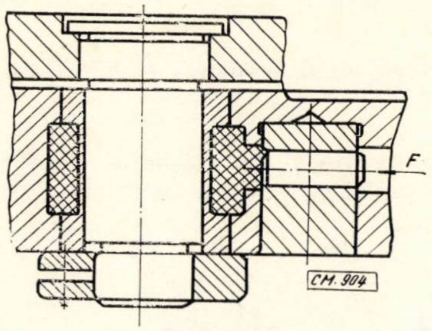


Fig. 14

Pentru a da naştere unui cîmp de împrăştiere minim este necesar ca rotirea platoului pentru indexare să se menţină într-un singur sens, adică chiar prin sensul de rotire din timpul indexării să fie preluate jocurile într-o singură direcţie pentru toate poziţiile succesive de lucru. În asemenea situaţii, teoretic, influenţa toleranţei T_p şi a jocurilor j_2 şi j_3 se reduce cu pînă la 50%.

În acelaşi timp se recomandă ca la toate prelucrările, locurile de lucru (poziţia sculelor) să se plaseze la 90° faţă de axa indexorului, deoarece cîmpul de împrăştiere minim corespunde unghiului $\varphi = 90°$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anserov, M.A.* Prisposoblenia dlia metallorejuşcih stankov. Maşghiz, Moscova-Leningrad, 1960.

[2] *Bolotin, H.L.* şi *Kostromin*, F.P. Bazele construcţiei dispozitivelor. Traducere din limba rusă. Bucureşti, Editura tehnică, 1954.

[3] *Stănescu, I.* şi *Tache, V.* Proiectarea şi construcţia dispozitivelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

CZ 621–231.2:621–752

pajat

O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii ale sistemelor vibratorii liniare cu ajutorul numerelor duale

Ing. Nicolae URSU – asistent, Institutul politehnic-Cluj,
Ing. Floare Ileana TOMUȚA – Institutul politehnic-Cluj

Numerele duale sînt expresii de forma

$$N = a + \omega b \qquad (1)$$

unde $\omega^2 = 0$, iar a și b sînt numere reale, numite parte principală, respectiv parte de moment a numărului dual N, introduse pentru prima dată de W. Clifford în lucrările sale.

Operațiile de adunare algebrică, înmulțire și împărțire sînt date de relațiile :

$$N_1 \pm N_2 = a_1 \pm a_2 + \omega(b_1 \pm b_2), \qquad (2a)$$

$$N_1 N_2 = a_1 a_2 + \omega(a_1 b_2 + a_2 b_1), \qquad (2b)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{a_1}{a_2} + \omega \frac{b_1 a_2 - b_2 a_1}{a_2^2}, \qquad (2c)$$

iar numărul dual transpus al lui N este :

$$N' = b + \omega a. \qquad (3)$$

În geometrie și în mecanică pentru deosebitele simplificări aduse calculelor, sînt utilizate atît numerele duale definite ca mai sus cît și cele dual cuaternionice, în care a și b sînt vectori sau vectori cuaternionici.

În cele ce urmează se arată încă un caz în care se pot folosi cu deosebite avantaje aceste numere duale, algoritmul de calcul fiind ușor de programat la un calculator.

Se consideră un sistem vibratoriu liniar cu n grade de libertate, format din n mase m_i, legate prin arcuri de constante elastice k_i cunoscute și se pune problema determinării pulsațiilor proprii (fig. 1). Ținînd seamă de felul cum se rezolvă această problemă cu ajutorul ecuațiilor diferențiale scrise pentru mișcarea fiecărei mase și de faptul că soluțiile adoptate sînt funcții sinusoidale de forma $x_i = A_i \sin \Omega t$, se poate considera că forțele de inerție sînt date de expresia :

$$F_i = m_i \Omega^2 x_i,$$

se face convenția că fiecărui punct de legătură dintre resoartele și masele sistemului vibratoriu i se atașează un număr dual de forma :

$$N_i = F_i + \omega x_i, \qquad (4)$$

unde F_i este forța din punctul respectiv, iar x_i este deplasarea punctului respectiv de la poziția sa de echilibru, egală de o parte și de alta a unei aceleiași mase. Ecuațiile care exprimă condiția de echilibru dinamic pentru resortul și masa de indice i se pot pune sub forma următoare (fig. 2) :

$$\begin{aligned} x_{2i} &= x_{2i-1} + \frac{F_{2i}}{k_i}, \\ F_{2i} &= F_{2i-1}, \\ x_{2i+1} &+ x_{2i}, \\ F_{2i+1} &= F_{2i} - m_i \Omega^2 x_{2i}, \end{aligned} \qquad (5)$$

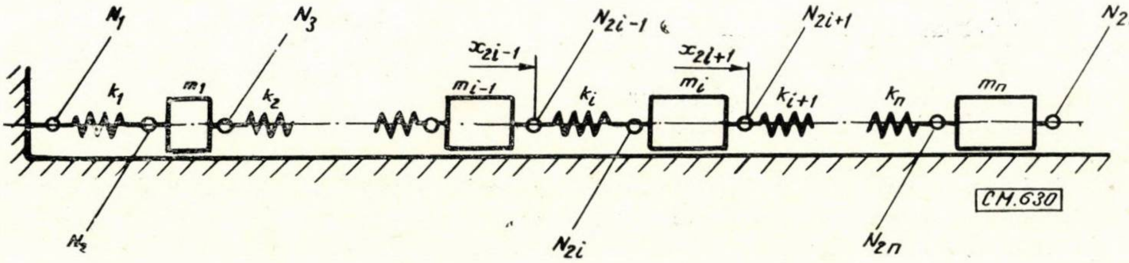


Fig. 1

sau, utilizînd numerele duale (4) și ținînd seamă de (2b), relațiile (5) devin :

$$F_{2i} + \omega x_{2i} = (F_{2i-1} + \omega x_{2i-1})\left(1 + \omega \frac{1}{k_i}\right),$$

$$x_{2i+1} + \omega F_{2i+1} = (x_{2i} + \omega F_{2i})(1 - \omega m_i \Omega^2).$$

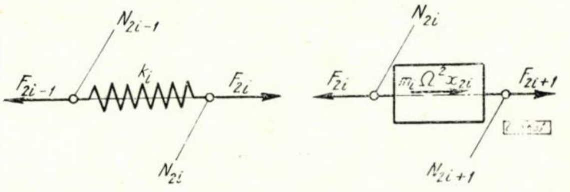


Fig. 2

Simbolic, utilizînd (3), se obține :

$$N_{2i-1} D_i^r = N_{2i},$$

$$N'_{2i} D_i^m = N'_{2i+1},$$

unde:

$$D_i^r = 1 + \omega \frac{1}{k_i}, \qquad (6)$$

$$D_i^m = 1 - \omega m_i \Omega^2. \qquad (7)$$

Presupunînd cunoscut numărul dual $N_1 = F_1 + \omega x_1$, corespunzător punctului de indice 1, se obţine următorul algoritm:

$$\begin{aligned}
&N_1 D_1^r = N_2,\\
&N_2' D_1^m = N_3',\\
&N_3 D_2^r = N_4,\\
&N_{2i-1} D_i^r = N_{2i}, \qquad (8)\\
&N_{2i}' D_i^m = N_{2i+1}',\\
&N_{2n-1} D_n^r = N_{2n},\\
&N_{2n}' D_n^m = N_{2n+1}' = x_{2n+1} + \omega F_{2n+1} = x_{2n+1}.
\end{aligned}$$

Se observă că $F_{2n+1} = 0$ deoarece aceasta este forţa corespunzătoare punctului $2n + 1$ de la capătul sistemului. Ca parte de moment a numărului dual N'_{2n+1} se va obţine un polinom de gradul n în Ω^2, care, conform observaţiei de mai sus, poate fi egală cu zero. Se obţine astfel ecuaţia pulsaţiilor, prin rezolvarea căreia rezultă cele n pulsaţii proprii ale sistemului.

Dacă numărul n al gradelor de libertate ale sistemului este relativ mic, atunci, cunoscînd valorile m_i şi k_i $(i - 1, n)$ şi alegînd x_1 şi F_1, se vor putea calcula toate numerele duale ce intervin în algoritm.

Metoda este aplicabilă şi în cazul sistemelor torsionale clasice remarcînd doar că numerele duale vor fi:

$$N_i = M_i + \omega \theta_i, \qquad (9)$$

unde M_i este momentul de torsiune din punctul i iar θ_i unghiul de rotaţie respectivă.

Ilustrarea acestei metode se va face pentru cazul sistemului reprezentat în figura 3, cu două grade de libertate.

În acest caz:

$$D_1^r = D_2^r = 1 + \omega \frac{1}{k},$$

$$D_1^m = 1 - \omega I \Omega^2,$$

$$D_2^m = 1 - \omega 2I \Omega^2.$$

Se alege pentru a simplifica calculele, $N_1 = 1 + \omega \cdot 0 = 1$:

$$N_1 D_1^r = 1 + \omega \frac{1}{k} = N_2,$$

$$N_2' D_1^m = \frac{1}{k} + \omega \left(1 - \frac{I}{k}\Omega^2\right) = N_3',$$

$$N_3 D_2^r = 1 - \frac{I}{k}\Omega^2 + \omega \left(\frac{2}{k} - \frac{I}{k_2}\Omega^2\right) = N_4.$$

$$N_4' D_2^m = \frac{2}{k} - \frac{I}{k_2}\Omega^2 + \omega \left[1 - \frac{5I}{k}\Omega^2 + \right.$$

$$\left. + \frac{2I^2}{k^2}(\Omega^2)^2\right] = N_5' = \theta_5 + \omega \cdot 0.$$

De aici rezultă:

$$2X^2 - 5X + 1 = 0,$$

unde:

$$X = \frac{I}{k}\Omega^2.$$

Se obţin astfel, pulsaţiile proprii ale sistemului:

$$\Omega_1 = 0{,}5102 \sqrt{\frac{k}{I}},$$

$$\Omega_2 = 0{,}4680 \sqrt{\frac{k}{I}}.$$

Dacă se calculează amplitudinile rotaţiilor corespunzătoare punctelor 2 şi 5 ale sistemului pentru $\Omega = \Omega_i$ $(i = 1{,}2)$ se poate observa că este satisfăcută condiţia de ortogonalitate a formelor proprii de vibraţie:

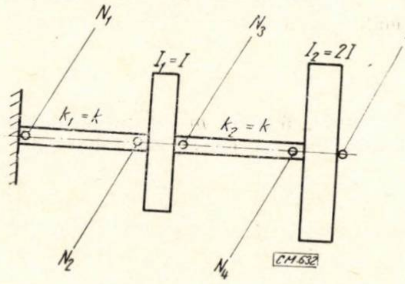


Fig. 3

$$\sum_{i=1}^{2} I_i\, \theta_i^{(1(}\, \theta_i^{(2)} = 0. \qquad (10)$$

Dacă numărul de grade de libertate a sistemului este mare, atunci ecuaţia pulsaţiilor se va putea rezolva numeric, valorile polinomului caracteritsic calculîndu-se conform algoritmului (8) cu un calculator numeric. Prin analogie cu alte cazuri se stabileşte aproximativ valoarea pulsaţiei proprii minime Ω_m şi maxime Ω_M, care se iau ca valoare iniţială respectiv finală pentru Ω, pasul p alegîndu-se funcţie de precizia impusă sau necesară.

În continuare se indică programul de calcul în limbaj ALGOL care rezolvă această problemă :

```
begin integer n;
      read (n);
begin array m [0:n], [1:n];
      real F1, x1, OMIN, p. OMAX, OMEGA, F, T,
      POLCAR, X;
      integer i, IND;
      read (F1, x1. OMIN, p. OMAX);
      for OMEGA : = OMIN step p until OMAX do
      begin comment.
```

Programul de calcul al polinomului caracteristic pentru valori consecutive ale lui *OMEGA* :

```
    F : F1 ;
    x : x1 ;
    for i : 1 step 1 until n do
      begin read (m [i−1], k [i]);
                F : = F − m [i − 1]×OMEGA ↑ 2×X ;
                x : = x + 1/k [i]×F ;
                T : = F ;
                IND : = 2×i ;
                print (IND, T)
      end :
                read (m [n]);
                F : = F − m [n]×OMEGA ↑ 2×x ;
                POLCAR : = F/F1 ;
                print (OMEGA, POLCAR, F, x)
       end
    end
  end
```

Trebuie observat că masa m [0], prima din şirul m [0:n], este 0, celelalte fiind masele m_i ale sistemului.

Dacă asupra maselor sistemului vibratoriu acţionează forţe perturbatoare $P_i = p_i \sin \Omega t$, atunci, pentru a calcula forţele şi amplitudinile mişcărilor punctelor sistemului, se poate folosi acelaşi algoritm de calcul cu specificarea că relaţia (7) va avea o nouă expresie :

$$D_i^m = 1 - \omega\left(m_i\,\Omega^2 + \frac{P_i}{x_{2i}}\right). \qquad (11)$$

În acest caz, în programul ALGOL se operează următoarele modificări :

— instrucţiunea de declaraţie a şirurilor se completează cu şirul P [0 :n] (cu aceeaşi observaţie referitoare la forţa perturbatoare P [0] a cărei valoare se ia 0) ; instrucţiunea de declaraţie a variabilelor reale se completează cu variabila ajutătoare U ;

— instrucţiunile de citire ;

```
read (m [i−1], k [i] şi read (m [n])
```

se vor completa cu P [i − 1], respectiv cu P [n] ;

— instrucţiunile de calcul al lui F vor fi :

```
F : = F − m [i − 1] × OMEGA ↑ 2 × x − P [i −1 ],
```

respectiv :

```
F : F − m [n] × OMEGA ↑ 2 × x − P [n] ;
```

instrucţiunea :

```
print (IND, T),
```

se va înlocui cu instrucţiunile :

```
U : = x ;
print (IND−1, IND T, IND, IND + 1, U).
```

Se observă că utilizînd această metodă se obţine o substanţială reducere a volumului de calcule, metoda avînd şi avantajul unei programări simple pe calculatoare cifrice.

Documentare

Produsele uzinelor ,,Danuvia'' din Ungaria în slujba creşterii productivităţii

Uzinele unite de unelte şi dispozitive ,,Danuvia'' din Budapesta, unitate industrială de mari proporţii din Ungaria, execută în primul rînd mijloace de producţie intermediare. Ele sînt apreciate nu numai în Ungaria, cît şi pe plan internaţional, datorită nivelului lor tehnic înalt. Folosirea acestor produse sporeşte considerabil productivitatea maşinilor-unelte şi sînt în acelaşi timp eficiente în producţia de unicate, precum şi în producţia de serie.

Produsele principale ale uzinelor ,,Danuvia'' pot fi împărţite pe următoarele grupe :

— dispozitive şi elemente hidraulice ;

— maşini accesorii/dispozitive de aşchiat pentru piese de prelucrat şi unelte ;

— unelte separate pentru prelucrare fără aşchiere ;

— cuplaje şi frîne electromagnetice.

Cu toate că secţiile de proietare proprii fabricii se ocupă cu dezvoltarea acestor produse, renumele întreprinderii este asigurat pe piaţa mondială şi prin achiziţionarea celor mai moderne licenţe străine.

În cele ce urmează va fi prezentată o privire de ansamblu asupra cîtorva produse ale uzinelor ,,Danuvia'' care după părerea noastră prezintă interes şi în Republica Socialistă România.

1. *Dispozitive şi elemente hidraulice*

Elementele hidraulice produse de uzinele ,.Danuvia'' pot fi folosite în orice sistem hidraulic de comandă sau reglare. Sînt achiziţionate mai ales de industria de maşini-unelte, ca piese de construcţie a sistemelor de maşini-unelte hidraulice.

Pompe cu roţi dinţate. Uzinele ,,Danuvia'' produc pompe cu roţi dinţate pentru funcţionarea la suprafaţă sau submersibile. La cerere aceste pompe pot fi produse în execuţie flanşată sau pentru fixare pe soclu. Întreprinderea a elaborat două tipodimensiuni, şi anume unităţi de pompare pentru presiune maximă de 25, respectiv 63 kgf cm^3. Debitul pompelor poate fi sporit pînă la cel mult 63 1/m prin reglare fără trepte. Ele pot fi folosite pentru alimentarea unuia pînă la patru circuite de presiune independente.

Elemente de comandă. Uzina a elaborat elemente de comandă în raport cu cerinţele curente. Posibilităţile multiple de montare permit utilizarea optimă a sistemelor asamblate din aceste elemete. Ele pot fi livrate în execuţie de panouri montabile, în serii, bloc sau plăci de bază. Avînd în vedere presiunea maximă prevăzută de 160 kgf/cm^2, elementele corespund întru totul siguranţei de funcţionare şi normelor de securitate. În raport cu rolul lor în procesele de comandă, se execută supape bipoziţionale cu patru căi, tip 4/2, supape cu patru căi şi trei poziţii, tip 4/3, supape bipoziţionale cu trei căi, tip 3/2 şi supape tripoziţionale cu trei căi, toate tipurile cu dimensiuni nominale de 13 mm.

Supape de reglare a presiunii şi de strangulare. Dimensiunea nominală a supapelor de reglare a presiunii şi de strangulare, produse de uzinele ,,Danuvia'', este tot de 13 mm. Domeniul supapelor de reglare a presiunii se extinde de la 4—16 kgf/cm^2. Presiunea maximă a supapelor de strangulare este de 160 kgf/cm^2. După rolul lor ele sînt împărţite în trei grupe : supape simple de reglare ; supape de stabilizare a vitezei ; supape de stabilizare a vitezei cu ventil de reţinere. Ultimele dispun şi de regulatoare de temperatură.

Unităţi hidraulice de alimentare. În concordanţă cu multiplele cerinţe ale consumatorilor, pot fi proiectate şi realizate şi unităţi complete de alimentare (fig. 1). Unităţile de alimentare cuprind în general pompe cu roţi dinţate de imersie şi sînt echipate cu toate elementele hidaulice necesare pentru asigurarea unei funcţionări optimale.

Unităţile de alimentare produse de ,,Danuvia'' sînt echipate în general cu următoarele elemente hidraulice : ventil de reţinere ; supapă limitatoare de presiune ; supapă de direcţie cu comandă manuală sau electromagnetică ; mecanism cu comandă ; stabilizator de viteză ; acumulator de presiune ; comutator de presiune ; dispozitiv de control al presiunii.

Parametrii elementelor hidraulice atinşi de ,,Danuvia'' permit rezolvarea avantajoasă a acţionării hidraulice a unor serii de maşini speciale. Pentru astfel de scopuri se execută şi unităţi de alimentare a mai multor circuite de presiune cu comandă electromagnetică, care pot fi introduse şi în sistemul maşinilor cu comandă program. Elementele hidraulice produse de ,,Danuvia'' pot fi folosite cu succes nu numai la echiparea de maşini-unelte, ci şi în alte domenii mai mari ca de exemplu, acţionarea de uşi sau instalaţii de şarjare. Exemplu concret este transportul şi blocarea cărucioarelor de transport la fabricile de cărămidă.

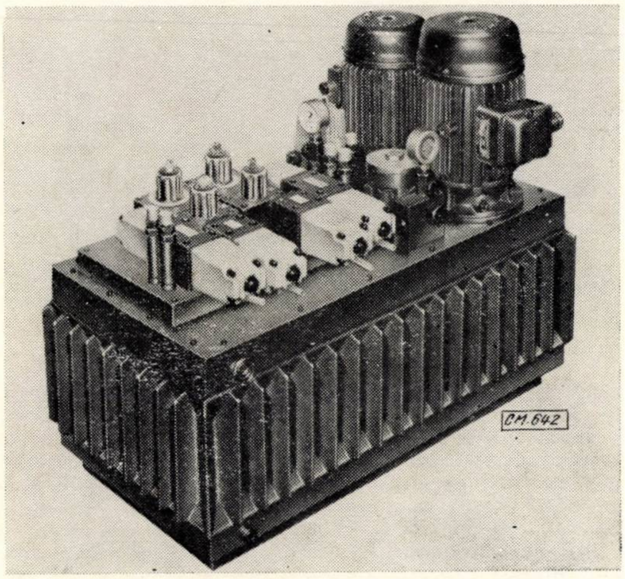


Fig. 1

2. *Piese de maşini*

Mandrine hidraulice. Productivitatea maşinilor din seria strungurilor poate fi mărită considerabil prin echiparea maşinilor cu mandrine acţionate hidraulic în locul mandrinelor clasice (fig. 2).

Dispozitivele hidraulice folosite în acest scop sînt produse de ,,Danuvia'' prin folosirea elementelor hidraulice prezentate mai sus. De asemenea, se execută şi mandrine hidraulice complete împreună cu cilindrul de acţionare.

Mandrinele hidraulice prezintă avantaje considerabile în comparaţie cu mandrinele acţionate manual chiar şi la producţia de serii mici : forţa de presiune este mai mare şi şi mai uşor reglabilă, precizia de prelucrare mai mare, durata de prindere reduse considerabil, efortul fizic al muncitorului micşorat şi prin urmare randamentul maşinii poate fi folosit în întregime. Dispozitivele corespund normelor de securitate a muncii, mandrina avînd închiderea automată, încît piesa prinsă nu se poate desprinde în cazul unei eventuale scăderi sau întreruperi a presiunii. Mandrinele hidraulice pot fi întrebuinţate atît pentru prelucrarea de discuri cît şi de bare deoarece capacitatea de trecere a arborelui portscule se micşorează numai cu cîţiva milimetri prin montarea dispozitivului. Mandrinele pot fi deschise sau închise, în raport cu felul de alimentare prin supape de direcţie acţionate manual sau prin supape de reglare electromagnetice. Acţionarea supapei de reglare electromagnetică se efectuează printr-un buton sau un element de programare. Sistemul de reglare hidraulic permite creşterea gradului de securitate a muncii prin montarea funcţională a mandrinei de maşini. La comandă specială, secţia de proiectare a uzinei elaborează un sistem de blocare care se montează la unitatea de alimentare şi care poate îndeplini următoarele sarcini: controlul presiunii circuitului hidraulic şi blocarea maşinii la o scădere a presiunii de 15%.

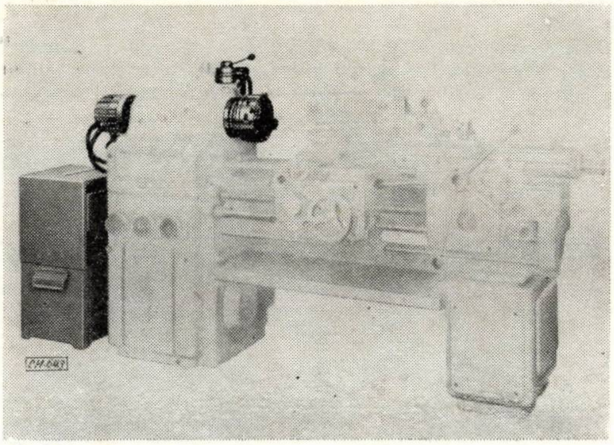


Fig. 2

Acest sistem permite pornirea maşini numai după operaţia de prindere. Blochează mandrina, adică nu permite deschiderea mandrinei sau schimbarea direcţiei de aşchiere atît timp cît arborele portsculă al maşinii se află în micşcare. În vederea perfecţionării mandrinelor hidraulice a fost terminată de curînd elaborarea unui prototip de bucşă elastică de prindere cu acţionare hidraulică. Printre proiectele fabricii se află şi realizarea unui dispozitiv de avans pentru prelucrarea barelor, acţionat hidraulic, ca accesoriu pentru dispozitivele sus enumerate.

Piese clasice auxiliare de maşini. În raport cu cererile clienţilor interni şi externi, uzinele ,,Danuvia'' produc şi un bogat sortiment de piese auxiliare de maşini clasice. Iată cîteva exemple: mandrine de strung acţionate manual, menghine mecanice, capete divizoare şi mese rotunde în execuţie normală şi specială, vîrfuri de strung fixe rotative, capete de portburghiu multiax, mandrine în diferite execuţii etc.

Aceste produse sînt fabricate în uzinele ,,Danuvia'' după cele mai moderne tehnologii şi livrate în urma unui control riguros. Aceste condiţii garantează o execuţie perfectă, o mare precizie şi o lungă durată de viaţă.

3. *Unelte de prelucrat fără aşchiere.*

Din grupa acestor produse ale uzinelor ,,Danuvia'' fac parte şi diferitele tipuri de unelte pentru prelucrări speciale fără aşchiere. Execuţia se realizează pe baza unor proiecte proprii ca şi pe baza documentării tehnice trimise de solicitant. ,,Danuvia'' produce unelte pentru prelucrarea de tablă şi formarea diferitelor tipuri de tablă, de la cele mai simple la cele mai complicate execuţii. Ele servesc pentru fasonare curbare şi ambutisare, pentru prelucrări combinate, matriţe combinate pentru decupat şi pentru tăiat în mai multe operaţii succesive (fig. 3).

Aceste produse satisfac cerinţele unui număr mare de beneficiari din industria producătoare de instrumente şi aparate de telecomunicaţii pînă la industria de autovehicule. Avînd în vedere sortimentul multiplu, s-ar găsi greu un tip care nu ar putea fi realizat în fabrică. Din programul de fabricaţie mai fac parte matriţe de foraj, tipare de turnătorie pentru turnarea manuală sau prin injecţie a metalelor uşoare, unelte pentru formarea de materiale termoplastice şi duroplastice, prese de vulcanizat cauciuc în diferite execuţii etc. Este de relevat şi producerea de dispozitive de presare a tabletelor pentru industria farmaceutică. Fabrica execută poansoane şi matriţe pentru cele mai moderne automate de presat tablete de înaltă calitate. În privinţa preciziei, a prelucrării suprafeţelor şi a duratei de exploatare, aceste produse pot fi comparate cu cele mai bune produse de pe piaţa mondială. În afară de unelte complexe, fabrica mai produce şi elemente de unelte şi aparate tipizate. Producţia raţională a acestor piese mijloceşte beneficiarilor realizarea de unelte separate în mod rapid şi economic în propriile lor ateliere. Uneltele tipizate se livrează atît cu corpuri din fontă turnată cît şi din oţel.

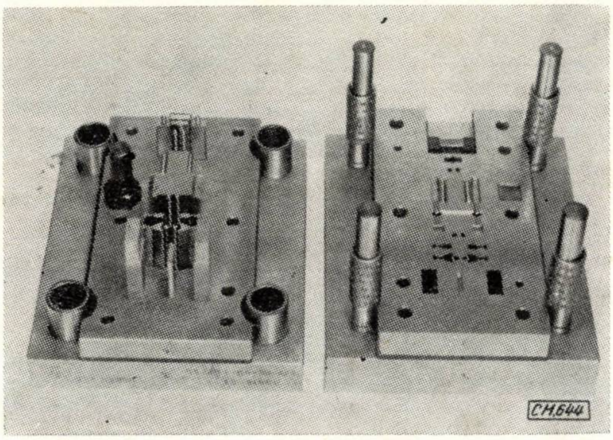


Fig. 3

Ultimele se produc în execuţie de precizie corespunzînd celor mai înalte exigenţe.

4. *Cuplaje şi frîne electromagnetice*

Cuplajele lamelare şi frînele electromagnetice se produc pe baza unor acorduri de licenţă încheiate cu uzinele renumite ,,Stromag''. Atît marca ,,Danuvia'' cît şi marca ,,Stromag'' garantează o execuţie modernă şi de calitate superioară. Fabrica a introdus aceste tipuri în mod treptat în producţie. Ritmul a fost determinat de cerinţele beneficiarului, adică industria maşinilor de unelte.

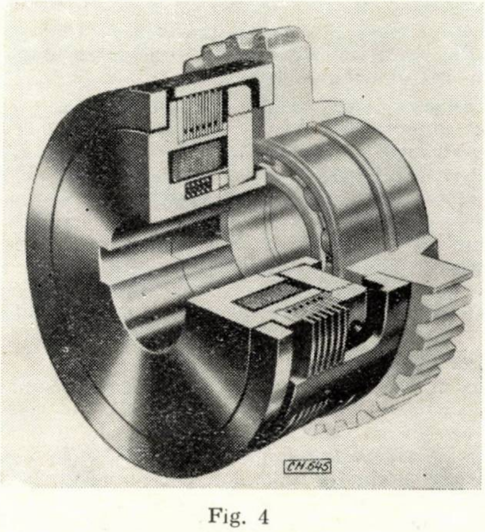


Fig. 4

Avantajele enumerate mai jos au dus la extinderea cuplajelor electromagnetice:

— moment de transmisie mare la un spaţiu mic; — acţiune reglabilă; precizie înaltă de comandă şi durată scurtă de comandă.

— moment redus de mers în gol. Datorită acestor avantaje ele îşi găsesc o largă aplicare la maşini-unelte şi diferite dispozitive de transmisie a momentelor.

Actualmente fabrica produce cuplajele tip ERD, EKE, EFL şi EKL. La tipul ERD liniile de forţă magnetice sînt închise prin discuri. Acest tip este întrebuințat cu perechi de discuri oțel-oțel și numai în regim umed. Uzarea discurilor este compensată în mod automat printr-un inel de strîngere. La cuplajul EKE și la frînele tip EFL și EKL liniile de forță magnetică nu sînt închise prin discuri. În felul acesta ele pot fi aplicate la perechi de discuri din oțel și azbest pentru regim uscat și cu perechi de discuri oțel și bronz sinterizat pentru regim umed. Uzura provocată de frecarea perechilor de discuri solicită o reglare a întrefierului, la anumite intervale. La perechile de discuri se asigură o decuplare rapidă, oțel-oțel prin ondularea corespunzătoare discurilor interioare iar la discurile din azbest și cele sinterizate se asigură decuplarea prin arc și bolț de presiune. Tipurile ERD se execută în 2—63 mărimi, iar cuplajele EFL, EKL și EKE în mărimi de 1—63. Cuplajele și frînele tuturor tipomărimilor funcționează cu curent continuu de 24 V. La cuplajele ERD și frînele EKL alimentarea se realizează prin execuții fixe, iar la cuplajele EKE prin inele de alunecare. Frînele acționează la conectare. Bobinele sînt prevăzute pentru temperatura de 130°C. Cuplajele sînt încercate în laboratoare bine utilate și separat în condiții de exploatare. Figura 5 reprezintă diagrama de control tip-moment a cuplajului ERD înregistrată la efectuarea măsurărilor. Diagrama redă timpul de comandă, temporizarea și momentul respectiv.

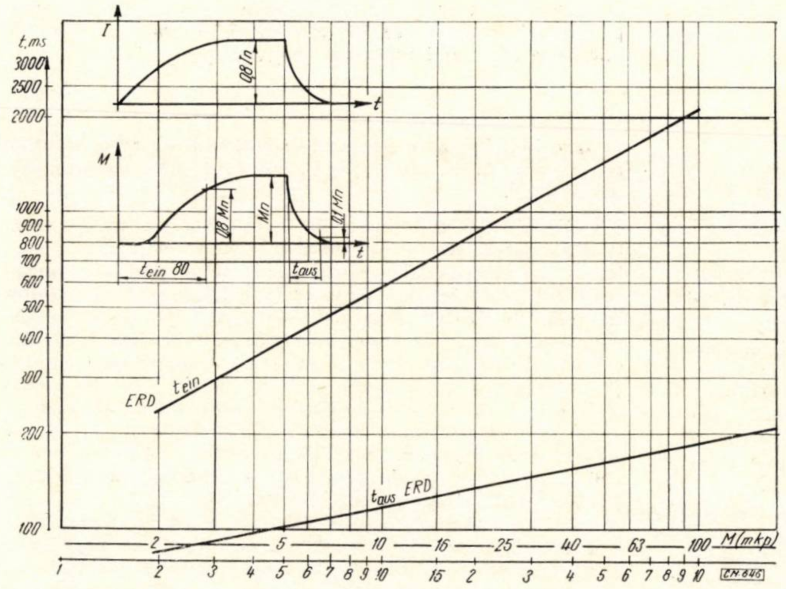


Fig. 5

Cercetarea temperaturii injectoarelor pentru motoare diesel supraalimentate. Iu. V. Liscițki și G. M. Poliakovscki. În: Tractorî i selhozmașinî, nr. 5, 1969.

Supraalimentarea motorului diesel SMD—14 combinată cu mărirea turației de la 1 700 la 1 900 rot/min asigură creșterea puterii de la 75 la 100 CP. Modificările antrenează, evident, schimbarea regimului termic al injectorului. Prin construcție și montaj, pulverizatorul injectorului este plasat la distanță relativ mare de camera de turbulență, suprafața laterală a pulverizatorului fiind protejată printr-o garnitură specială de acțiunea gazelor din camera de ardere. Pulverizatorul este standardizat, cu diametrul acului de 6 mm și diametrul știftului de 2 mm.

Pentru măsurarea temperaturii în vîrful și de-a lungul acului injectorului, au fost prevăzute termocuplele fier-copel monofilare 2-5 (fig. 1). Fiecare termocuplu este constituit dintr-un conductor de copel introdus într-un orificiu de diametru redus la nivelul suprafeței a cărei temperatură se studiază. Contactul electric dintre capul conductorului de copel și suprafața studiată este asigurat printr-un strat de cupru electrolitic cu grosimea de 5...8μ. În plus au fost montate două termocuple cromel— alumel bifilare : 1 — în corpul pulverizatorului, la 1,5 mm de suprafața exterioară a acului și 6 — în camera de acumulare a combustibilului.

Încercările au fost efectuate pe un motor SMD—14 supraalimentat cu turbocompresor TKR—11 și pe altul cu admisiune normală. În timpul încercărilor s-au menținut constante temperatura apei de răcire (90 ± 2°C), temperatura mediului ambiant (21 ± 3°C) și avansul la injecție (23° la motorul supraalimentat și 21° la motorul cu admisiune normală).

În figura 1, se arată distribuția temperaturii în lungul acului injectorului, la regim nominal (*a* — motorul supraalimentat, 100,5 CP, 1 900 rot/min ; *b* — motorul cu admisiune normală, 74,8 CP, 1 700 rot/min). Se constată că temperaturile se păstrează în limite acceptabile și la motorul supraalimentat ; chiar la vîrful știftului, creșterea de temperatură este de 25°C față de nivelul corespunzător motorului de admisiune normală. Deoarece căldura este evacuată din zona termocuplului *5* prin corpul injectorului, temperatura respectivă este mai mare decît temperatura din zona termocuplului *4*, unde căldura este evacuată prin combustibil. Încercările au evidențiat micșorarea diferenței $t_5 - t_4$ o dată cu scăderea sarcinii motorului.

Dependența temperaturilor t_2, t_1 și t_6 ale știftului, corpului și respectiv combustibilului față de sarcina motorului este prezentată în figura 2 (linie continuă — motorul supraalimentat ; linie întreruptă — motorul cu admisiune normală). Scăderea temperaturii t_6 la creșterea sarcinii se datorește majorării cantității de combustibil. La aceste sarcini, temperatura t_2 acuză o creștere de 12—15° la motorul supraalimentat. Variația turației nu influențează practic regimul termic al pulverizatorului.

Mărirea temperaturii apei de răcire a motorului a determinat o creștere a regimului termic al pulverizatorului, ca urmare a încălzirii combustibilului din circuitul de alimentare. La majorarea temperaturii aerului livrat de turbocompresor în colectorul de admisiune, s-a constatat o ușoară scădere a temperaturii știftului acului, datorită măririi consumului de combustibil.

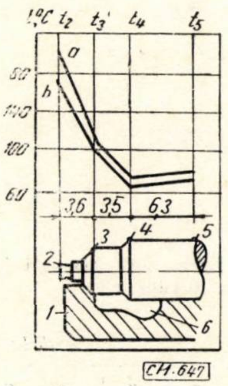


Fig. 1

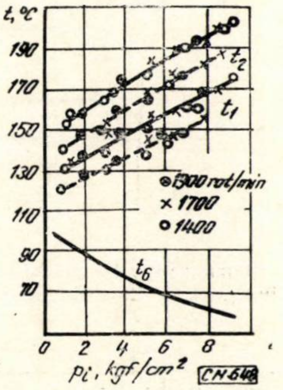


Fig. 2

G.Z.

Cuţite demontabile de retezat A. N. Korotici şi N. A. Platov. În: Stanki i instrument, nr. 5, 1969.

Una dintre cele mai dificile operaţii de prelucrare mecanică, din punctul de vedere al procesului de aşchiere, este operaţia de retezare. Condiţiile de aşchiere, îngreuind îndepărtarea şpanului, evacuarea căldurii şi transmiterea lichidului de răcire, precum şi rigiditatea insuficientă a cuţitului duc la uzura sa rapidă. S-a constatat că un însemnat procent de cuţite cu plăcuţe de aliaj dur lipite ies prematur din uz din cauza ruperii sau ştirbirii părţii aşchietoare.

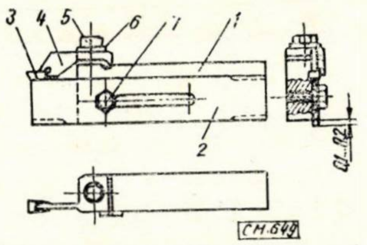


Fig. 1

În vederea înlăturării acestor deficienţe, la uzina de maşini-unelte ,,Proletarul roşu'' s-au construit noi cuţite de retezat, cu fixarea mecanică a plăcuţei de aliaj dur. Un atare cuţit (fig. 1) este alcătuit din corpul *1*, placa de bază *2* cu patru caneluri în formă de V pentru aşezarea plăcuţei aşchietoare *3*, furca şi şurubul de strîngere *4* şi *5*, şaiba *6* şi şurubul de asamblare *7*.

Plăcuţa aşchietoare se detalonează pe suprafaţa de aşezare şi pe faţeta de rigidizare *f;* în unele cazuri (la retezarea pieselor cu conţinut redus de carbon) este recomandabil să se execute o scobitură pe suprafaţa de degajare. Piesele componente ale cuţitului se fabrică din oţel 40 H, placa de bază şi furca de strîngere fiind tratate termic la duritatea 40—45 HCR. Pe corpul cuţitului sînt prevăzute striuri pentru deplasarea furcii de strîngere după reascuţirea plăcuţei aşchietoare; deplasarea plăcii de bază, în urma unei operaţii similare a acesteia, este posibilă datorită montării şurubului *7* printr-o canelură specială.

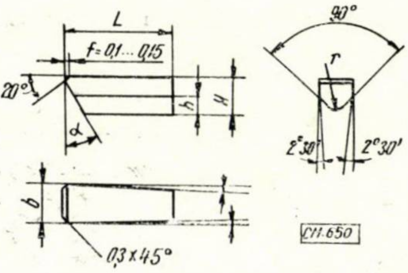


Fig. 2

Forma plăcuţei aşchietoare utilizate la retezare este arătată în figura 2, dimensiunile fiind precizate în tabela 1.

Tabela 1

Tipul plăcuţei	L	b	H	h	r	α	α_1	φ_1
2—1314—64	12	4,8	4,2	1,8	0,8	11°	2°30′	2°
1619/1	21	4,0	4,2	1,8	0,6	11°	2°30′	2°

Cuţitele pot fi echipate cu plăcuţe aşchietoare de configuraţie specială, folosite la filetare, la prelucrarea canelurilor înguste, şanţurilor, crestăturilor frontale şi faţetelor. Pentru mărirea duratei de exploatare, plăcuţele pentru caneluri şi filete se execută cu două muchii.

Cuţitele prezentate se fabrică pentru strungurile model 1 K 62 şi 1 K 62 PU, în două variante dimensionale, cu lăţimea de 4 şi 5 mm. Înălţimea părţii aşchietoare este de 22 şi respectiv de 25 mm. Cuţitele se prind în suportul strungului, plăcuţa aşchietoare fiind fixată şi schimbată ulterior fără desprinderea cuţitului din suport.

Pentru cuţitele cu plăcuţe de aliaj dur T5K10 se recomandă viteza de aşchiere de 70—80 m/min şi avansul de 0,1—0,15 mm/rot, pentru aliajul T 14 K8 viteza de aşchiere poate fi majorată la 100 m/min, avansul rămînînd acelaşi.

Introducerea în fabricaţie a noilor cuţite, în condiţiile producţiei centralizate de plăcuţe aşchietoare, determină micşorarea costului unitar şi creşterea productivităţii.

G. Z.

Asupra indicilor de tracţiune ai tractorului cu roţi, în regim tranzitoriu. A. F. Şkarlet. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7, 1969.

Determinarea experimentală a indicilor de tracţiune ai tractoarelor se efectuează, de regulă, la valori constante ale forţei de tracţiune. Funcţionarea tractoarelor în condiţii reale este caracterizată prin variaţia însemnată a sarcinilor la cîrlig. În vederea precizării indicilor de tracţiune în asemenea condiţii, s-au efectuat încercări pe un tractor MTZ-5LS echipat cu dispozitive de înregistrare a forţei de tracţiune şi a turaţiei roţilor motoare şi de marcare a limitelor parcelelor parcurse. Regimul variabil de încărcare a fost realizat cu un plug PL-3-30 G. Forţa de tracţiune a oscilat cu + 95... —55% faţă de media de 534 kgf, variaţia atingînd uneori 150%. Abaterea medie pătratică s-a ridicat la 103 kgf, iar gradul de neuniformitate la 1,5.

Pentru sesizarea influenţei dinamice a roţilor motoare au fost examinate valorile momentului motor, vitezei unghiulare a roţilor motoare şi patinării în funcţie de timp. Schimbarea rapidă a nivelului de încărcare a prilejuit apariţia momentelor dinamice în sistemele tractorului. Coeficientul de dinamicitate, reprezentînd raportul dintre abaterea maximă a mărimilor variabile şi valoarea nominală respectivă, a variat între 1,1 şi 1,88 pentru roţile motoare.

Încercările au urmărit studiul comparativ al patinării roţilor motoare în funcţie de rezistenţa la înaintare. Sarcina stabilă a fost asigurată de un dispozitiv special de patinare, în formă de sanie cu suprafaţă plană de sprijin. Variaţia forţei de tracţiune s-a obţinut cu ajutorul încărcării plugului, prin modificarea adîncimii de lucru, şi a încărcării dispozitivului de patinare, prin schimbarea greutăţii balastului. În ambele cazuri s-au utilizat soluri perene. Pentru a obţine rezultate certe, încercările s-au desfăşurat în intervale scurte de timp, în care au alternat regimurile tranzitorii şi stabil de funcţionare. Direcţia de deplasare a fost aceeaşi în ambele regimuri.

Rezultatele încercărilor au permis trasarea curbelor de variaţie a patinării δ a roţilor în regim stabil şi tranzitoriu, reprezentate în figura 1, *a* şi *b*. Din figura 1 se constată că patinarea este superioară în regim tranzitoriu faţă de nivelul corespunzător regimului stabil, la aceeaşi forţă medie de tracţiune *F*. La majorarea forţei *F* creşterile sînt amplificate, ceea ce antrenează micşorarea sensibilă a limitei de încărcare a tractorului în regim tranzitoriu. Pentru a explica acest fenomen s-a recurs la analiza dependenţei neuniformităţi forţei de tracţiune (în cazul regimului tranzitoriu) faţă de valoarea sa medie. Rezultatele analizei (fig. 2) confirmă

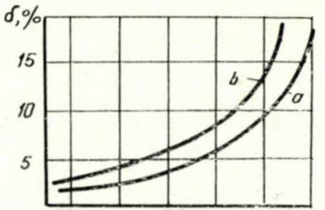


Fig. 1

creşterea indicilor de neuniformitate (σ — abaterea medie pătratică, ν — coeficientul de variaţie) o dată cu forţa medie de tracţiune.

Pentru a elucida influenţa regimului tranzitoriu asupra patinării tractorului s-au desemnat ca parametri ai acestui regim frecvenţa şi amplitudinea de variaţie a sarcinii. Primul parametru reprezintă numărul de impulsuri ale sarcinii în unitatea de timp, în cel de-al doilea — mărimea impulsului. Încercările au comportat realizarea unei anumite rezistenţe de tracţiune pe porţiuni de teren de 100 m şi măsurarea patinării relative. S-au folosit soluri pregătite pentru însămînţare, rezistenţa la tracţiune fiind creată cu ajutorul instalaţiilor de încărcare cu roţi şi cu şenile. În ambele variante s-au utilizat tractoare de tip corespunzător, echipate cu mecanism de acţionare periodică a cuplajului sau cu frînă de fricţiune. S-a constatat că mărirea amplitudinii de variaţie a sarcinii de patru ori antrenează creşterea patinării tractorului de 3,6 ori. Majorarea frecvenţei de variaţie a sarcinii de la 4 la 24 Hz provoacă mărirea patinării cu 8 %.

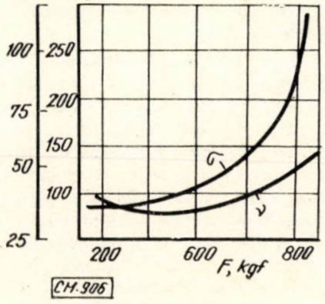


Fig. 2

G. Z.

Combină pentru recoltarea sfeclei de zahăr. V. G. Karpov şi M. I. Konstantinovski. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7, 1969.

În anul 1969, uzina de combine din Dnepopetrovsk a lansat în producţie o nouă combină cu trei rînduri tip KST-3. Combina este destinată recoltării în flux a sfeclei de zahăr. Ea derivă din combina KS-3, de care se deosebeşte în principal prin durabilitatea constructivă sporită a organelor principale şi prin mecanizarea recoltării.

Principalele componente ale noului agregat sînt mecanismul hidraulic de antrenare, combina automată de ghidaj, braţele de săpare, aparatele de smulgere şi tăiere, curăţitorul de rădăcini şi sistemul de transportoare. Mecanismul de antrenare cuprinde pompa cu angrenaje NS-32 D, cilindrul hidraulic, distribuitorul, rezervorul de ulei şi mecanismul de conducere. El se montează în partea din faţă pe rama de bază. Cele trei aparate de smulgere, cu mecanismul de deschidere, şi cu mecanismul de îndreptare a rădăcinilor înainte de tăiere, precum şi aparatele de tăiere sînt dispuse pe cadrul mobil al combinei.

La coborîrea din transportor, frunzele de sfeclă separate de pe rădăcini sînt preluate de aruncătorul cu palete, care împiedică pătrunderea pămîntului şi transmite frunzele în remorca cuplată cu combina. Pentru mecanizarea operaţiei de cuplare a remorcii, este prevăzut un troliu special antrenat de la transmisia combinei; la rîndul său, aceasta primeşte mişcarea de la transmisia tractorului.

Pe cînd la vechiul tip KS-3 curăţitorul de rădăcini este separat de combină, la tipul KST-3 curăţitorul de rădăcini este montat pe rama de bază. Această nouă soluţie prezintă simplitate constructivă şi asigură creşterea stabilităţii agregatului la deplasarea printre rîndurile de sfeclă, îmbunătăţind manevrabilitatea şi uşurînd deservirea. Cei trei cilindri ai curăţitorului realizează o capacitate sporită de trecere în condiţii de umiditate ridicată. Rădăcinile curăţite sînt încărcate cu elevatorul în paralel cu mişcarea de transport.

Alte elemente noi în construcţia combinei le constituie înlocuirea roţilor metalice cu roţi pneumatice şi întărirea întregii construcţii portante şi a transmisiei. Pentru scurtarea duratei de întreţinere, combina este dotată cu lagăre sferice; de asemenea, este simplificat reglajul aparatelor de tăiere, al zonelor de atac ale aparatelor de smulgere, al braţelor de săpare etc.

Caracteristicile tehnice ale combinei KST-3 sînt următoarele: lăţimea de acţiune — 1,35 m, lăţimea între rînduri — 45 cm, agregare cu tractor T-74, DT-75, DT-54 A, viteza de lucru — 5,4÷7 km/h, productivitatea — 0,8 ha/h, ecartamentul roţilor de deplasare — 1 480 mm, viteza maximă de transport — 20 km/h, personal de deservire — trei mecanici, lungime — 7 200 mm, lăţime — 5 370 mm, înălţime — 5 760 mm, greutate — 3 350 kg.

Încercările efectuate cu combina KST-3 au dus la stabilirea următoarelor avantaje în comparaţie cu combina KS-3: creşterea productivităţii pe ora de lucru în schimb cu 28 %, micşorarea cheltuielilor de muncă pe ha cu 24 %, micşorarea cheltuielilor de exploatare cu 30 %.

G. Z.

Recenzii

A. BĂNCILĂ şi G. GEORGESCU. **Noutăţi în construcţia şi folosirea maşinilor-unelte, dispozitivelor şi sculelor,** Bucureşti Editura tehnică, 1969, 307 pag.

Lucrarea urmăreşte prezentarea noutăţilor şi liniilor de dezvoltare în ceea ce priveşte folosirea maşinilor-unelte, dispozitivelor de prelucrare şi sculelor aşchietoare. Este organizată în trei părţi, care se referă la cele trei domenii menţionate.

După un prim capitol de consideraţii generale, partea întîi se ocupă de strunguri (capitolul 2). Pe lîngă strungurile normale, sînt descrise strunguri de copiat, revolver, automate şi carusel. În fiecare caz sînt reliefate tendinţele constructive moderne, avantajele diferitelor soluţii etc.

Capitolul 3 tratează maşinile de frezat. Se remarcă numeroasele procedee utilizate la frezarea prin copiere şi exemplele de operaţii principale executate pe maşina de frezat longitudinal.

După maşini de găurit (capitolul 4), dintre care reţin atenţia maşinile de găurit în coordonate, se trece la maşini orizontale de alezat şi frezat (capitolul 5). Sînt prezentate pe larg maşinile orizontale cu masă mobilă, cele cu montant mobil. Paragrafe speciale conţin elemente privind maşinile de alezat şi frezat speciale şi cele cu comandă numerică.

Capitolul 6 se referă la maşinile de rectificat iar capitolul 7 la maşinile de danturat. Menţionăm din cuprins parametrii regimurilor de rectificare, exemplificaţi pentru diferite operaţii şi diverse materiale, respectiv influenţa caracteristicilor piesei asupra productivităţii de danturare.

În încheierea primei părţi se dau elemente asupra maşinilor-unelte speciale.

Partea a doua este alcătuită din două capitole. În primul rînd (capitolul 9) se prezintă dispozitive de prelucrare menite să asigure mărirea preciziei de execuţie, reducerea timpului de lucru şi deci a preţului de cost, mecanizarea operaţiilor în vederea reducerii efortului fizic al muncitorilor. Expunerea este organizată în conformitate cu tipurile fundamentale de operaţii la care sînt folosite dispozitivele, în legătură cu aplicarea lor fiind inserate şi elemente de calcul al regimurilor de aşchiere. O pondere importantă este deţinută de dispozitivele pentru prelucrări diverse, cum sînt cele de finisare a găurilor şi de execuţie a dinţilor frontali pe maşina de mortezat roţi dinţate.

Capitolul 10 tratează despre dispozitive de strîngere. Pe lîngă dispozitive mecanice, dintre care reţinem mandrinele cu bucşă elastică şi menghina cu falcă mobilă apăsată pe ghidaj, capitolul mai cuprinde dispozitive pneumatice, hidraulice, magnetice şi electromagnetice.

Capitolul 11, cu care începe partea a treia a lucrării, este destinat sculelor aşchietoare. Paragraful iniţial, cu generalităţi privind tendinţe noi în domeniu, criterii de folosire raţională, realizări moderne etc., este urmat de prezentarea sculelor de largă circulaţie de diferite tipuri. Cităm, de exemplu, cuţite cu plăcuţe mineralo-ceramice (în special cele cu fixare mecanică), freze cu cuţite încastrate, amovibile, burghie cu canale de răcire şi cu ejector, alezoare reglabile. Ca scule noi se remarcă trepanele şi sculele combinate.

Ultimul capitol se ocupă de scule auxiliare, pentru fixarea şi avansul sculelor aşchietoare.

Lucrarea are în principal un caracter descriptiv, prezentînd numeroase construcţii actuale în domeniul abordat ; în plus, lucrarea conţine şi unele date practice şi de calcul, unele dintre ele relevate mai sus. Bazat pe o vastă bibliografie, materialul astfel organizat este util inginerilor şi tehnicienilor din industria constructoare de maşini, proiectanţilor şi cercetătorilor din institutele de cercetări şi proiectări, studenţilor din facultăţile cu profil mecanic.

Gh. Zătreanu

Al. Seleşteanu. **Principii şi metode de proiectare a maşinilor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1969, 281 pag.

Lucrarea îşi propune să furnizeze materialul documentar necesar inginerilor şi proiectanţilor de maşini, ordinea celor 16 capitole pe care le cuprinde urmînd succesiunea logică în această problemă.

Primele trei capitole schematizează scheletul după care poate fi alcătuită structura unei maşini cu o anumită destinaţie. Astfel, capitolul de introducere conţine noţiuni şi definiţii, condiţii de apariţie şi dezvoltare a maşinilor, reliefîndu-se şi caracterul de sinteză a maşinii pe care-l îmbracă proiectarea. În capitolul referitor la clasificare se prezintă tipurile de maşini (de forţă, tehnologice, de transport), iar în capitolul rezervat schemelor maşinilor se evidenţiază diferitele aspecte ce le caracterizează (scheme funcţionale, structurale, cinematice şi constructive).

Următoarele trei capitole precizează criteriile care stau la baza adaptării raţionale a parametrilor de proiectare. Mai întîi (capitolul IV) se tratează analiza tehnico-economică a maşinilor, necesară pentru aprecierea acesteia ; pe lîngă fazele şi elementele procesului de producţie se citează diferite criterii tehnico-economice şi se trasează jaloane de comparare a maşinilor. Capitolul V se ocupă de optimizare, pornind de la bazele teoretice respective şi terminînd cu consideraţii privind cantitatea şi calitatea. În sfîrşit, capitolul VI se referă la similitudine ; menţionăm din cuprins modelarea mecanismului motor şi a autovehiculelor, scheme pentru analiza maşinilor-unelte etc.

Capitolul VII este consacrat calculelor funcţionale. Elementele de ordin general, cum sînt pierderi şi randamente, limite de execuţie şi diagrame de calcul, sînt urmate de particularizări pentru maşini cu cilindri, rotative, vehicule, maşini de prelucrare. Aceeaşi tematică de ansamblu, privind concretizarea superiorităţii tehnice a maşinilor, este dezvoltată în capitolele VIII (caracteristicile maşinilor) şi IX (mecanizarea şi automatizarea). Reţinem dintre problemele abordate comportarea la diferite regimuri, dinamica şi stabilitatea inerţială, a fenomenelor gazo-dinamice şi a fenomenelor termice, respectiv scheme de automatizare, autoadaptarea maşinilor, calitatea reglajului indirect.

Capitolul X prezintă calculele organologice şi construcţia maşinilor. Prin conţinutul său, acest capitol trasează liniile principale în domeniu, evidenţiind complexitatea deosebită a calculelor şi, totodată, schematizarea lor operativă.

Următoarele două capitole examinează influenţa exercitată de alegerea materialelor şi respectiv a tehnologiei adecvate la proiectare. Prezintă interes, de exemplu, criteriile complexe de apreciere a materialelor şi clasificarea acestora pentru aplicarea în diferite domenii (capitolul XI), precum şi aspectele privind ajustajele şi finisarea suprafeţelor (capitolul XII).

Capitolul XIII cuprinde probe şi încercări menite să verifice performanţele preconizate în timpul proiectării. Alte aspecte practice ale construcţiei de maşini sînt analizate în capitolul XIV, o pondere însemnată revenind reparaţiilor şi modernizărilor.

Capitolul XV redă unele probleme organizatorice ce trebuie avute în vedere la proiectare, iar capitolul XVI — tendinţe şi perspective în dezvoltarea construcţiilor de maşini, cu implicaţiile corespunzătoare asupra schemelor de proiectare.

Deschizînd seria de publicaţii consacrată proiectării construcţiilor de maşini, programată la Editura tehnică, lucrarea constituie o valoroasă sistematizare, de înalt nivel, a cunoştinţelor necesare în acest sector de activitate. Numeroasele date practice din cuprinsul capitolelor sînt completate cu formule notaţii şi exemple de proiectare prezentate în anexe, contribuind la formarea unei imagini de ansamblu în problemele tratate şi asigurînd ,ca urmare, un plus de utilitate pentru cei interesaţi.

Gh. Zătreanu

Revista revistelor

Maşinostroitel, nr. 5, 1969 : *Rîjkov, N.I.* — Maşini noi la comemorarea lui Lenin ; *Bogdanov, E.A.* — Colectivul uzinei Kirov în acţiunea de îndeplinire a sarcinilor ; *Zaharov, M.N.* — Sarcinile pe cinci zile — în patru zile lucrătoare ; *Bredihin, N.M.* — Doi ani de lucru după noul sistem de planificare şi stimulare economică ; *Fedotov, V.N.* — Organizarea itinerariilor raţionale pentru documentaţia de producţie ; *Sergheev, G.I.* ş.a. — Metode de ramificare în organizarea proiectării şi producţiei ;*Mihailov, G.G.* — Modelarea la proiectarea utilajului tehnico-organizatoric ; *Plaksov, V.A.* şi *Lomanov, I.F.* — Cercetarea sociologică a sistemului de premiere ; *Gagarin, P.V.* — Verificarea calităţii ; *Şifrin, S.M.* — Despre activitatea secţiei de standardizare ; *Laţ, F.K.* — Automat pentru montarea mecanismelor de ceasornic ; *Belov, B.N.* — Determinarea adîncimii de ecruisare a stratului superficial al orificiilor după prelucrarea mecanică ; *Popov, P.D.* — Arbore electric pentru rectificare interioară ; *Şlisevski, B.E.* — Depozit de atelier ; *Martînov, G.A.* — Prelucrarea aliajelor magnetice ; *Ivanin, A.D.* ş.a. — Honuirea cu diamant a cămăşilor de cilindru ; *Kulikov, O.A.* — Creşterea eficienţei capetelor de găurit ; *Starikov V.A.* şi *Piateţki, B.G.* — Sudarea pachetelor din plăci de polietil ; *Matvienko, V.P.* — Prelucrarea inelului de sprijin al convertizorului ; *Gorobeţ, N. A.* şi *Kolesnik, A.P.* — Experienţa unificării şi normalizării sculelor ; *Osadci, L.N.* şi *Iaroşenko, L.A.* — Utilizarea titaniului în atelierele de acoperiri metalice ; *Şerşnev, A.N.* — Presă pentru formarea gulerelor ; *Kricevski, M.E.* Exploatarea interioarelor atelierelor mecanice de montaj ; *Morozov, A.V.* — Ciocan de lipit cu gaz ; *Afonina, O.A.* — Eficienţa economică a măsurilor de combatere a zgomotelor ;

Murzaev, A.A. și *Obcininkov, F.E.* — Utilizarea graficelor ramificate la montaj ; *Utin, I.A.* și *Şandrenko, G.I.* — Instalarea batiurilor de mașini-unelte ; *Kneajiţki, A.I.* — Modernizarea mașinii manuale de găurit ; *Şeminski, V.K.* — Noi dispozitive și scule ; *Vasilievîh, L.A.* Cuțit pentru strunjire exterioară ; *Brevdo, B.P.* — Prin expozițiile internaționale din 1969 ; *Meerov, A.L.* — Îndrumări utile ; *Gornakova, G.S.* și *Gromakova, Ia D.* — Standarde noi.

Mașinostroitel, nr. 7, 1969 : *Konnov, P.G.* — Economia de metal ; *Filler, V.S.* — Consfătuirea despre creșterea calității producției ; *Fedotenko, N.S.* — În întîmpinarea gloriosului jubileu ; *Volik N.G.* — Organizarea tehnico-științifică a uzinei în lupta pentru progresul tehnic ; *Evseenkov S.M.*, *Terentiev, V.M.* și *Hramutin, B.S.* — Locul de muncă al ștanțatorului ; *Cepelev, V.F.* — Plan complex și organizare științifică a muncii în atelier ; *Voli, L.M.* — Organizarea științifică a muncii în uzină ; *Koptievskîi, A.E.* — Organizarea științifică a muncii în atelierul experimental de sudură ; *Șelkovîi, K.I.* — Mecanizarea ascuțirii bacurilor circulare de filieră ; *Goriunov, I.A.* și *Polușkin, V.A.* — Instalație pentru bordurarea ramelor ; *Motoșkov, I.A.* — Dispozitive de grup pentru frezarea separării cuzineților ; *Jitniţki, S.I.* și *Andreicikov, O. S.* — Valțuri pentru filete interioare ; *Șaț, A.S.* — *Movșovici, I.* Ia. și *Nebîliţki, F.I.* — Matrițe universale de montaj ; *Vihnevici, A.B.* — Cuțite fason ; *Benevolenski, I.E.*, *Semenov, N.V.* și *Fedorov, B.F.* — Controlul ultrasonic al îmbinărilor cu mai multe straturi ; *Alîmov, A.N.* — Conducerea întreprinderii și pregătirea economiștilor ; *Brainin, L.M.* și *Gherșikov, I.* Ia — Mecanizarea pregătirii tehnice a producției de serie mică ; *Maiorski, S.Ș.* și *Bersuţki*, Ia. G. — Modernizarea sistemelor de comandă operativă a producției ; *Lepilkin, A.I.* — Prinderea lanțului de tracțiune la benzile rulante suspendate ; *Kolominov, B.V.* — Mecanism de compresare ; *Mndjoian, K.A.* — Piuliță secționată de rostogolire *Partolin, O.F.* — Activitatea de protecție a muncii prin defectoscopie Roentgen ; *Trofimov, I.S.* și *Piliakin* Iu. S. — Dispozitiv universal pentru îndoirea țevilor ; *Zbarski, L. M.*, *Penţiper, Ia.I.* și *Lavrenev, A.Z.* — Noi dispozitive de măsură *Dziubandovski, K.A.* — Prelucrarea racordărilor conductelor ; *Vasilievîh, L.A.* și *Ogorodnikov, G.M.* — Amortizor de vibrații manual ; *Bloh, V.L.* — Mandrină pentru prelucrarea fină ; *Anosov, Iu, L.* — Modernizarea mașinii verticale de găurit ; *Voedenski, T.A.* — Noi sfere de agregare ; *Kleşcenko I.K.* — Suport de filiere și tarozi ; *Gornakova, G.S.* — Noi GOST-uri ; *Kumpikas, L.P.* și *Brajiunas, A.F.* — Pentru constructorii de mașini și lucrătorii în reparații.

Mașinostroene, nr. 3, 1969 : *Antonov, I.* — Direcțiile modernizării parcului de mașini și posibilitățile aplicării lor ; *Nicolov, N.* și *Ivanov, I.* — Influența jocurilor și deformațiilor lagărelor cu role asupra deplasării inelului interior ; *Karakolov L.* — Sistemul universal automatic reversibil de la baza panoului hidraulic G-31 ; *Morcev, E.* — Metodă grafoanalitică de determinare a duratei și distanței de accelerare a automobilului ; *Iordanov, P.* și *Dimcev, G.* — Disc-generator reglabil pentru transmisii ondulatorii ; *Petrov, K.* — Efectul giroscopic al satelitului mecanismului planetar cu roți dințate conice ; *Grigorov, G.* — Determinarea începutului porțiunii evolventice la măsurarea abaterilor profilului dinților și roților dințate ; Popov, K., Lefterova, V și Berlinov, *H.* — Sculă abrazivă de mare porozitate ; Ganev, R. — Compararea supapelor de siguranță pe baza caracteristicilor statice ; *Jekov, J.* — Metodă de determinare a unor indici de exploatare ai electrocarelor în funcție de durata ciclului convențional ; *Vanek, Ia.* — Construirea mașinilor agricole cu considerarea securității personalului de deservire ; *Velkov, K.* și *Toșkov, V.* — Posibilitățile de folosire a epruvetelor cilindrice în studiul sudării oțelului ; *Razkazov, N.* și *Nașeva, H.* — Noi aliaje dure pe bază de carbid cu crom și nichel ; *Todorov, R.* și *Nikolov ,M.* — Influența compoziției chimice asupra inelului perlitic din piesele turnate din fontă, *Andonov, I.* — Studiul influenței uzurii sculei așchietoare asupra rugozității pieselor prelucrate ; *Penkin, D. Pandezov, H.* și *Gheorghieva, V.* — Eficiența economică a utilizării pulberilor și materialelor presate termoreactive. Noutăți tehnice : linie de îmbuteliere a sucului, dispozitiv pentru controlul capacității de răcire a mediilor de călire, avantajele sculelor cu plăcuțe așchietoare detașabile, membrană protectoare cu sarcină electrică de accelerare a acțiunii, pompă de apă submersibilă din oțel inoxidabil, mașină optică pentru rectificarea și ascuțirea burghielor. Indicații practice : o metodă nouă de curățare de oxizi a suprafețelor pieselor de oțel, mecanizarea profilării cuțitelor pentru mașini-unelte, complex industrial cu comandă numerică, prelucrarea filetelor trapezoidale cu mai multe începuturi de diametre mici ; *Keghel, G.* — Construcția de mașini în R.D.G.

Sudostroenie nr. 4, 1969 : *Fukalov, V. G.* și *Martinenko, V. I.* — Metodica încercărilor ignifuge, conform normelor internaționale, ale construcțiilor navale ; *Sidorov, V. A.* — Calculul momentelor de răsucire la hulă pentru nave submersibile ; ,,Universe Ireland'' — cel mai mare tanc petrolier din lume ; *Șabalin, V.N.*, *Korolev, A. B.* și *Muraviev V. B.* — Laboratorul submarin de tip pneumatic ,,Sprut'' ; *Sedov, A. M.* — Macarale cu dispozitiv de ghidaj pentru transmiterea încărcăturii în timpul balansului ; *Barenboim, A. B.* și *Șamșin, V.M.* — Perspectivele utilizării turboagregatelor de gabarit mic, cu freon, în sistemele de aer condiționat ; *Efremov, L. V.* — Calculul aproximativ la vibrații de răsucire al arborelui de transmisie ; *Șișatski, V. N.* — Uzura cămășilor de cilindru pentru motoare diesel la răcirea cu aer de supraalimentare ; *Goldenberg, I. Z.* — Calculul influenței reciproce a ramificațiilor la alegerea canalelor de presiune ,,scurte'' ; *Postnikov, V. P.* — Pierderile de presiune în răcitoarele de gaz prin contact, de gabarite mici, cu ajutaj inelar ; *Kuperșmidt, V.L.* ș.a. — Asigurarea pornirii la rece a motorului diesel 4 CSP 8,5/11—3 ; *Dolghinov, L.S.* — Despre calculul conductelor atmosferice. Conferința tehnico-științifică despre automatizarea navelor ; *Glikin, E. F.*, *Șifrin, M. Ș.* și *Iung, V. N.* — Asupra construcției mașinilor pentru controlul automat centralizat al parametrilor instalațiilor energetice ale navelor ; *Glazov, M. N.* — Comutator cu tiristori pentru reținerea semnalelor la întreruperea alimentării ; *Poșerstnik, M. Iu.* și *Saliutina, M. A.* — Curenții subsecvenți ai generatorului termoelectric ; *Korop, S. P.* și *Hmelevski, L. S.* Instalații arbore-generator cu convertizoare — stabilizatoare de frecvență ; *Teleghin, F. M.* — Utilizarea poligonului radio la încercarea radarelor și girobusolelor ; *Cernîșeva, N. E.* — Compas magnetic de distanță ; *Ulianov, A. I.* — Echipament de pescuit la expoziția ,,Jurîbprom-68'' ; *Bogoran, I. Ia. Șelomanov, E. A.* și *Makarov, E. F.* — Mărimea și acțiunea curenților tranzitori asupra coroziunii electrice a corpului navei ; *Rozenfeld, I. L.* și *Vașkov, O. I.* — Particularitățile acțiunii elementelor corosive asupra bordajului navei ; *Suponiţkaia, L. V. Golovcenko, A. A.* și *Barannik, V. P.* — Protejarea vaselor-cisternă împotriva coroziunii prin lubrifianți cu lianți sintetici ; *Serebriakova, T. N. Degtiarev, P. F.* și *Barannik, V. P.* — Protejarea oțelului împotriva coroziunii în timpul construirii navelor ; *Iakovlev, I. I* — După învățătura lui Lenin ; Lenin și matrozii ; ,,Noua Olandă'' în slujba revoluției ; *Azarov, P. K.* — Comandantul forțelor navale republicane ; Inginerul de nave. I. S. Goriunov ; Conferința despre istoria flotei.

Sudostroenie, nr. 5, 1969 : *Davidson, A.A.* ș.a. — Proiect pentru vas de pasageri ; *Kolev, P.N.* — Particularitățile alegerii înălțimii bordurilor tancurilor de mare tonaj ; *Belenki, L.M.* și *Semenov, L.N.* — Determinarea grosimii minime a bordajului de uzură al navelor de pescuit cu dimensiuni mici și mijlocii ; *Martirosov, G.G.* — Formule pentru determinarea elementelor inversorului pentru motonave cu șurub de reglaj al pasului ; *Skvirski*, D.*I.* — Consolidarea corpului navei prin folosirea tensiunilor preliminare de legătură ; *Mişutin, V.A.* și *Milto, A.A.* — Rezultatele încercărilor docurilor plutitoare de beton armat după exploatare îndelungată ; Reguli de construcție a vaselor din flota tehnică ; *Boronkov P.A.*, *Ivanov, V.A.* și *Obdirkin, G.G.* — Laboratorul submersibil ,,Cernomor'' ; *Starîh, Iu. V.*, *Avdeev, E.S*, și *Ţvigovski*

G.K. — Experienţa utilizării sistemului de răcire tip panel la refrigeratorul ,,Kreitswald'' ; *Mîşinski, E.L.* — Determinarea puterii şi economicităţii motoarelor diesel navale în diferite condiţii climaterice ; *Landa, L.E.* — Particularităţile construcţiei condensatoarelor principale ale instalaţiilor de turbine cu abur ; *Klemuşin, F.M.* — Calculul uzurii cămăşilor de cilindru pentru motoare diesel ; *Zaiţev, V.I., Lekah, M. Ia.* şi *Snîtko, M.H.* — Algoritmi pentru depistarea cauzelor de întrerupere a funcţionării instalaţiilor de turbine cu abur pentru nave ; *Milski, A.I.* — Despre bilanţul discuţiei asupra automatizării complexe a navelor ; *Korolev, A.N.* Determinarea intensităţii semnalelor luminoase pe tablourile de comandă a navelor ; *Danansov, A. N., Koziţki, A.P.* Instalaţie de lansare pe glisiere metalice, cu fixare mecanică ; *Borisenko, K.I., Golotnik, A.N.* şi *Studenko, L.I,* — Încercarea glisierelor de lansare pe reazeme de rostogolire cu separatoare flexibile ; *Kozlov, A.A.* şi *Lihacev, Iu. A.* — Asupra deschiderii de control al mecanismelor navale după încercări de parcurs ; *Ivanov, L.V.* — Încălzirea artificială a suprafeţei apei ; *Makarov, N.A.* — Şalupa ,,Cirok'' ; *Andrianov, V.N.* şi *Gorohovski, M. E.* — Activitatea de producţie a colectivului uzinei celor 61 comunarzi ; Conferinţa festivă asupra istoriei constructorilor navali ; *Ciubarov, K.K.* şi *Şer, A.H.* — Inovatorii — mîndria uzinei ; *Judovin, B.S.* : — Probleme urgente şi direcţii de dezvoltare ale instalaţiilor de turbine navale ; Conferinţa tehnico-ştiinţifică despre proiectarea navelor ; *Rodionov, A.A.* — Rezultatele concursului de proietare a navelor ; *Koşevoi, A.L.* — Lucrări străine despre capacităţi elastice ; *Juravel, A.L.* — Exemple pentru posteritate ; Istorici militari ; *Petrova. M.N.* — Întîlnirea veteranilor cu tineretul ; *Bîhovski, I.A.* — Primul cuirasat cu turelă-parapet din lume ; Constructori de nave distinşi ; *Budanov, F.V.* — Suvorov şi flota ; *Glazman, A.B.* şi *Kuznarev. E.G.* — Koci vasul navigatorilor ruşi ; Descoperirile expediţiei Mangazen ; Consfătuirea de la Leningrad a comitetului orăşenesc al Komsomolului ; *Şliapoşnikov, B.M.* şi *Sokolov, V.F*—. Eiler despre construcţiile navale.

Stanki i instrument, nr. 5, 1969 : *Dubinenko, A. F.*—Regulatoare automate pentru reglarea dimensională a maşinilor de alezat cu diamant ; *Naidis, V. A.* ş.a. — Alegerea transmisiei electrice pentru mişcarea principală la maşinile de rectificat circular ; *Pavlov, A. G.* Atenuarea vibraţiilor provocate de motoarele electrice ale maşinilor-unelte ; *Iampolski, L. S.* — Precizia de prelucrare a organelor de lucru ale maşinilor cu acţiune oscilatorie şi perturbatoare. *Ciurin, I. N.* — Calculul şi construcţia lagărelor hidrostatice. *Kramskoi E. I.* şi *Juraşevshi, D. N.* — Sertar plan cu patru fante pentru dispozitive hidraulice de ghidaj, *Gurevici, G. L* şi *Kameneţkaia, M. P.* — Calculul grinzilor cu mai multe reazeme ; *Zaharenko, I. P.* şi *Şepelev, A. A.* — Influenţa lăţimii stratului de diamant asupra durabilităţii pietrelor de rectificat ; *Sofronov, V. G.* ş.a. — Rectificarea ghidajelor ; *Potemkin, V. I.* ş.a. — Rectificarea oţelului de scule cu pietre cu suprafaţă de lucru discontinuă ; *Torbilo, V. M.* şi *Cekin, G.I.* — Precizia prelucrării la netezirea cu diamant ; *Ganşin, V. A.* — Rectificarea melcului transmisiilor spirale evolventice ; *Talianker, M. Ia.* — Precizia prelucrării orificiilor adînci ; *Kobelev, V. M.* ş.a. — Amortizor de vibraţii cu mai multe mase pentru alezarea fină cu borştangă în consolă ; *Matveev, V. V.* şi *Lopuhov, V. P.* — Creşterea calităţii filetării cu tarozi ; *Vorobiev, S. A.* şi *Krupenia, P. V.* — Influenţa formării uzurilor pe diametrul mediu al filetelor executate cu tarozi de maşină ; *Mostalîghin, G. P.* şi *Baitov, A. G.* — Influenţa materialului sculei asupra rezistenţei la uzură a suprafeţei prelucrate. *Deivenko, V. G.* — Rularea simultană a filetelor şi a altor profile pe suprafeţe în trepte ; *Korotici, A. N.* şi, *Platov, N. A.* — Cuţite demontabile de retezat ; *Martinov-A. D.* şi *Sinelşcikova, T. K.* — Toleranţe, la coşurile sculelor ; *Dubrov, Iu. S.* şi *Sulga, V. A.* Metodă de mărire a durabilităţii frezelor-melc ; *Kraevoi, V. A.* — Prese metaloplastice pentru modele turnate ; *Filimonov, V. M.* — Fabricarea rolelor de presare cu striuri rombice ; *Stulov, Iu. N.* — Fixarea cu pene transversale a broşelor de grup ; *Postsaev, N. S.* — Indicator de poziţie pentru maşini de prelucrare a metalului ; Noi maşini-unelte.

G.Z.

FOLOSIŢI CU ÎNCREDERE PRODUSELE CU MARCA:

SINTEROM

Fabricate de uzina ,,TRIUMF''

Cluj, Str. Budai Nagy Antal nr. 122

Telefon 1.18.50 şi 1.18.51

Telex 031259

- BUJII DE APRINDERE CU SCÎNTEIE
- BUJII CU FILAMENT INCANDESCENT
- POMPE DE UNGERE MANUALĂ DE DIFERITE TIPURI

Pentru informaţii tehnice detaliate adresaţi-vă uzinei, care vă poate pune la dispoziţie prospecte în mod gratuit.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

E 3279

61

Index alfabetic

A

Anton, I., Bărglăzan, M. şi *Jurma, A.* : Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turaţie, nr. 3, p. 121–128.

Anastasiu, V., Turicu, O. şi *Gürtler, C.* : Realizări în construcţia de utilaj petrolier pentru foraj-extracţie în Republica Socialistă România, nr. 7–8, p. 436–448.

Aramă, C. şi *Bughici, I.* : Un model fizico-matematic al arderii în motorul diesel, nr. 9, p. 545–547.

B

Bakonyi, C. : Realizări în domeniul construcţiei de vagoane, nr. 7–8, p. 487–494.

Băncilă, A.: Introducerea tehnicii noi, pîrghie a ridicării nivelului tehnic al producţiei sarcină de excepţională însemnătate a Congresului al X-lea al P.C.R., nr. 10, p. 587–589.

Bărglăzan, M., Anton, I. şi *Jurma, A.* : Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turaţie, nr. 3, p. 121–128.

Beloiu, M. şi *Ramboltz, V.* : Trasarea profilului unui dinte cu aplicaţii la determinarea coeficientului de formă al roţilor dinţate, nr. 6, p. 373–376.

Benche, V. : Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice, nr. 3, p. 128–134.

Benche, V. Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice, nr. 11, p. 649–651.

Beschia, R. şi *Răzmeriţă, Gh.* : Contribuţii la studiul transportoarelor cu bandă jgheab, nr. 4, p. 195–199.

Berinde, V. şi *Popovici, Vl.* : Cercetări asupra geometriei ajutajelor generatoarelor de plasmă, nr. 10, p. 615–618.

Birt, C. şi *Weiss, G.* : Realizarea de piese complicate, specifice utilajului petrolier, prin brazare, nr. 6, p. 388–390.

Bobescu, Gh. : Influenţa regimului de funcţionare asupra încălzirii amestecului în conducta de admisiune la motorul SR–211 cu răcire diferenţială, nr. 9, p. 548–551.

Brădăţeanu V. şi *Popovici, T.* Însuşirea şi dezvoltarea fabricaţiei de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România, nr. 10, p. 618–625.

Brăgaru, A. : Elaborarea schemelor de bazare şi fixare tehnic posibile (SBF)–TP) la proiectarea dispozitivelor de lucru pentru prelucrări pe maşini-unelte, nr. 5, p. 257–265.

Brăgaru, A., Tache, V. şi *Ungureanu, I.* : Unele considerente cu privire la erorile de indexare nr. 12, p. 752–757.

Bretan, D.V. : Contribuţii la calculul hidraulic al camerelor spiralele de secţiune circulară utilizate în construcţia turbinelor hidraulice, nr. 1, p. 25–31.

Bucşa, I. : Consideraţii privind producţia unitară a angrenajelor melcate cilindrice, nr. 12, p. 709–714.

Bughici, I. şi *Aramă, C.* : Un model fizico-matematic al arderii în motorul diesel, nr. 9, p. 545–547.

Burcioiu, I. şi *Zamfirescu, I.* : Realizări în domeniul tratamentelor termice, nr. 7–8, p. 413–419.

Buţan, A. : Aplicarea sudării arc-atom la armarea cu rellit a conurilor sapelor de foraj pentru terenuri dure, nr. 6, p. 377–381.

C

Calotiţă, M. : Maşini agricole, nr. 7–8, p. 507–513.

Chiriacescu S. şi *Drăghici, Gh.* : Influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii pe faţa de aşezare a cuţitului de strung, nr. 1, p. 44–48.

Chiriacescu, S. şi *Şuteu, V.* : Influenţa tehnologiei de prelucrare asupra preciziei filetelor strunjite, nr. 3, p. 135–145.

Ciocîrdia, C. Optimizarea parametrilor funcţionali şi constructivi ai maşinilor de săpat gropi, nr. 4, p. 200–207.

Ciocîrdia, C. : Bazele proiectării vîrfului burghielor de săpat gropi, nr. 10, p. 590–595.

Ciocîrdia, C. şi *Erhan, I.* Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi şi funcţionali ai burghielor de săpat gropi, nr. 5, p. 266–273.

Ciorecan, Z. şi *Tîrpe, G.* : Asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile, nr. 1, 48–50.

Ciungan, V. şi *Saggebo, F.* : Determinarea preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat, nr. 2, p. 107–112.

Cîmpian, V. : Influenţa diferiţilor parametri asupra calităţilor dinamice în regim de funcţionare nestaţionar a autobuzului TV–20 UE, nr. 12, p. 724–727.

Cîrdu, M. : Sisteme de reducere a umidităţii aburului la turbinele cu condensaţie, nr. 4, p. 208–218.

Claponi, D. şi *Schenker, G.* : Tractoare româneşti, nr. 7–8 p. 467–472.

Coban, B., Renert, M. şi *Muscan, A.* : Corpuri de presiune înaltă pentru industria chimică, nr. 7–8, p 534–540.

Codreş, O. : Elemente de calcul al excentricităţii sertarelor cilindrice longitudinale din distribuitoarele hidraulice, nr. 3, p. 146–149.

Canta, Tr. şi *Moldovan, V.* : Fundaţie suspendată pe arcuri pentru ciocanul pneumatic de 160 kgf, nr. 9, p. 575–577.

Constantin, G. : Dezvoltarea industriei construcţiilor navale în România, nr. 7–8, p. 497–504.

Constantinescu, I. : Posibilităţi de folosire a pompelor cu piston în exploatările miniere, nr. 2, p. 61–64.

Crişan, I. : Cu prilejul expoziţiei realizărilor economiei naţionale, nr. 7–8, p. 401–403.

Crişan, I.: Coordonate pentru orientarea cercetării în industrie, nr. 12, p. 715–723.

Cristea, V. : Determinarea capacităţii de încărcare a rulmenţilor de la roţile mecanismului macara-geamblac, nr. 6, p. 341–345.

Cristea, I. şi *Murad, E.* : Construcţia caracteristicii de tracţiune a tractorului în funcţie de caracteristica de turaţie la sarcini parţiale a motorului, nr. 10, p. 612–614.

D

Demian, Tr. : Fenomenele frecării în lagărele pentru vîrfuri nr. 9, p. 551–558.

Demian, Tr. : Asupra calculului la rezistenţă şi uzură a lagărelor de alunecare miniaturale cu suprafeţe sferice nr. 9, p. 558–563.

Demian, Tr. : O nouă metodă pentru determinarea momentului de frecare în lagărele pentru vîrfuri nr. 10, p. 596–602.

Dragu, D. şi *Enache, Şt.* : Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitate şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite, nr. 11, p. 657–661.

Drăghici, Gh. : Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra uzurii cuţitului la strunjirea de degroşare a fontei, nr. 10, p. 603–604.

Drăghici, Gh. şi *Chiriacescu, S.* Influenţa ungerii cu bisulfură de molibden asupra uzurii pe faţa de aşezare a cuţitului de strung, nr. 1, p. 44–48.

Drăgan, O., Nanu, A. şi *Isarie, I.* : Elemente de calcul al eficienţei tehnico-economice în prelucrarea metalelor prin eroziune electrică, nr. 4, p. 232–235.

Dumitrache, I. şi *Holban, H.* : Locomotive diesel cu puteri pînă la 1250 CP, nr. 7–8, p. 475–485.

Dumitrescu, A., Elefterescu, M. şi *Kovacs, St.* : Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini, nr. 9, p. 564–566.

E

Eftimiu, Th. : Asupra preciziei avansului în cazul ştanţării utilizînd dispozitiv de avans automat cu role, nr. 11, p. 652–656.

Elefterescu, M. Dumitrescu, A. şi *Kovacs, St.* : Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini nr. 9, p. 564–566.

Enache, Şt. : Cercetări cu privire la geometria optimă a cuţitelor de finisare cu raze la vîrf, nr. 9, p. 567–571.

Enache, Şt. şi *Dragu, D.* : Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitate şi precizia dimensională la piesele strunjite cu regimuri de aşchiere diferite, nr. 11, p. 657–661.

Erhan, I. şi *Ciocîrdia, C.* Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi şi funcţionali ai burghielor de săpat gropi, nr. 5, p. 266–273.

G

Gherman, M. şi *Iliescu, N.* : Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transportat uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economice naţionale, nr. 7–8, p. 515–522.

Grecu, T. şi *Mărcuş, Gh.* : Alegerea gradului de admisiune şi a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur, nr. 2, p. 65–70.

Guja, N. şi *Ludig, N.* : Unele probleme privind construcţia maşinilor de rectificat plan, nr. 1, p. 21–25.

Gutman, M. : Studiul variaţiei coeficienţilor de debit pentru unele canale şi ferestre de la motoarele în doi timpi nr. 9, p. 572–574.

H

Holban, H. şi *Dumitrache, I.* : Locomotive diesel cu puteri pînă la 1 250 CP, nr. 7–8, p. 475–485

Horovitz, B. : Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate, nr. 1, p. 14–20.

Hovnanian, Vl., *Merişanu, I.* şi *Oprea, N.* : Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuşi în W pentru locomotiva electrică de 5100 kW, nr. 12 p. 728–732

Hrelescu, M. şi *Selmereanu, H.* Cercetări privind sudarea automată a oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan, nr. 1, p. 37–43.

I

Iliescu, N., *Gherman, M.*, *Teiuşanu, I.* şi *Marinescu, I.* : Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transportat uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economiei naţionale, nr. 7–8, p. 515–522.

Iliescu, L., şi *Ionescu, V.* : Din realizările întreprinderii Optica Română, nr. 7–8, p. 524–532.

Ionescu, V. şi *Iliescu, L.* : Din realizările întreprinderii Optica Română, nr. 7–8, p. 524–532.

Ionescu, Gh., *Manolescu, E.* şi *Jekelius, C.* : Realizările industriei constructoare de automobile din România, nr. 7–8, p. 457–464.

Isarie, I., *Nanu, A.* şi *Drăgan, O.* : Elemente de calcul al eficienţei tehnico-economice în prelucrarea metalelelor prin eroziune electrică, nr. 4, p. 232–235.

Ivan, M. şi *Rusan, Gl.* : Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante, nr. 5, p. 308–315

J

Jekelius, H., *Ionescu, Gh.* şi *Manolescu, E.* Realizările industriei constructoare de automobile din România, nr. 7–8, p. 457–464.

Jurma, A., *Anton, I.* şi *Bărglăzan, M.* : Asupra încercării a trei tipuri de variatoare hidraulice de turaţie, nr. 3, p. 121–128.

K

Kovacs, St., *Dumitrescu, A.* şi *Elefterescu, M.*: Modelarea matematică a necesarului de putere şi energie electrică în ramura constructoare de maşini, nr. 9, p. 564–566.

L

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte, nr. 1, p. 71–81.

Leonte, A., *Udrea, C.* şi *Mustafa, M.R.* : Metodologia încercărilor la frecare şi uzură, nr. 4, p. 227–232.

Lescenco Georgeta, *Teodorescu Minodora* şi *Sorin, M.* : Protecţia zamacului cu acoperiri galvanice cupru-nichel-crom, nr. 10, p. 636–640.

Liveanu, N. şi *Marinescu, I.* : Unele aspecte în legătură cu amorsarea concepţiei şi realizării în ţară a maşinilor de transportat şi ridicat în execuţie antiexplozivă, nr. 2, p. 81–86.

Ludig, N. şi *Guja, N.* : Unele probleme privind construcţia maşinilor de rectificat plan, nr. 1, p. 21–25.

Lundqvist, B. : Metoda elementelor finite, nr. 5, p. 274–281.

M

Macovei, A. : Încărcător pentru depozite de produse în vrac, nr. 11, p. 662–666

Macovei, A. : Un nou tip de încărcător pentru depozite de produse în vrac, nr. 10, p. 608–611.

Manolescu, E., *Ionescu, Gh.* şi *Jekelius, H.* : Realizările industriei constructoare de automobile din România, nr. 7–8, p. 457–464.

Marcovivi, M.: Motoare diesel MB–820, MB–836 şi utilizarea lor, nr. 7–8, p. 450–455.

Marincaş, D. : Criterii de studiu şi sinteză a transmisiei planetare nr. 4, p, 218–226.

Marinescu, I. şi *Liveanu, N.* : Unele aspecte în legătură cu amorsarea concepţiei şi realizării în ţară a maşinilor de transportat şi ridicat în execuţie antiexplozivă, nr. 2, p. 81–86.

Marinescu, I., *Teiuşanu, I.*, *Gherman, M.*, şi *Iliescu, N.* : Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transportat uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economiei naţionale, nr. 7–8 p. 515–522.

Mândescu, E. : Din problemele supapelor de compresor, nr. 3, p. 149–157.

Mărcuş, Gh. şi *Grecu, T.* : Alegerea gradului de admisiune şi a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur, nr. 2, p. 65–70.

Merişanu, I., *Oprea, N.* şi *Hovnanian, Vl.*: Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuşi la W pentru locomotiva electrică de 5100 kW, nr. 12, p. 728–732.

Merticaru, V. şi *Popinceanu, N.G.* : Contribuţii la calculul îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice şi la oboseală, simple şi compuse, nr. 2, p. 87–92.

Mihăilescu, Al. : Contribuţia IPCUP la creşterea competitivităţii utilajului petrolier, nr. 6, p. 335–340.

Minciu, C. : Influenţa alunecării la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate, nr. 10, p. 604–607.

Moldovan, V., *Canta, Tr.* şi *Pop, V* : Fundaţia suspendată pe arcuri pentru ciocanul peunmatic de 160 kgf, nr. 9, p., 575–577.

Munteanu, M. Influenţa vibraţiilor pînzei sitei asupra productivităţii sitelor vibratorii, nr. 11, p. 667–671.

Munteanu, M. : Unele probleme ale dinamicii sitelor vibratoare monomasice acţionate prin volant cu excentric, nr. 1, p. 7–13.

Murad, E. şi *Cristea, I.* : Construcţia caracteristicii de tracţiune a tractorului în funcţie de caracteristica de turaţie la sarcini parţiale a motorului, nr. 10, p. 612–614.

Muscan, A., *Renert, M.* şi *Coban, C.* : Corpuri de presiune înaltă pentru industria chimică, nr. 7–8, p. 534–540.

Mustafa, M.R., *Udrea, C.* şi *Leonte, A.* : Metodologia încercărilor la frecare şi uzură, nr. 4, p. 227–232.

N

Nanu, A., *Drăgan, O.* şi *Isarie, I.*: Elemente de calcul al eficienţei tehnico-economice şi prelucrarea metalelor prin eroziune electrică, nr. 4, p. 232–235.

Nagy, T. : Stabilirea legilor de mişcare pentru jetul de combustibil injectat în camera de ardere a motorului diesel, nr, 1, p. 32–37.

Năstase, C. şi *Popovici, O.* : Calculul varangelor şi al carlingilor la navele de dimensiuni mici, nr. 4, p. 235–239.

Nicoară, E. : Soluţie nouă şi metode de calcul pentru mast-substructură în vederea realizării unor instalaţii competitive pe plan mondial, nr. 6, p. 352–367.

O

Olariu, V. : Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă, nr. 5, p. 282–292.

Oprea, N., *Hovnanian, Vl.* şi *Merişan, I.* : Studiu experimental privind răcirea compresorului cu cilindrii dispuşi în W pentru locomotiva electrică de 5 100 kW, nr. 12, p. 728–732

P

Pay, E. şi *Lăzărescu, I.*: Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare cu freze melc-modul a danturii cilindrice drepte, nr. 2, p. 71—81.

Peligrad, N. : Probleme teoretice şi experimentale privind convertizoarele hidraulice de cuplă cu trei trepte şi paletele rotorului pompă reglabile, nr. 6, p. 345—351.

Pitchford, J. H. : Din experienţa de cercetare, proiectare şi dezvoltare a motoarelor cu ardere internă, nr. 5, p. 293—308.

Pop, V., Moldovan, V. şi *Canta, Tr.*:Fundaţie suspendată pe arcuri pentru ciocanul pneumatic de 160 kgf., nr. 9, p. 575—577.

Podeanu, C. : Îmbunătăţirea performanţelor de exploatare a supapelor de foraj cu trei conuri prin aplicarea unor procedee moderne de tratamente termochimice, nr. 6, p. 382—387.

Popinceanu, N.G. şi *Merticaru, V.* : Contribuţii la calculul îmbinărilor sudate supuse la solicitări statice şi la oboseală, simple şi compuse, nr. 2, p. 87—92.

Popovici, T. şi *Brădăţeanu, V.* : Însuşirea şi dezvoltarea fabricaţiei de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România, nr. 10, p. 618—625.

Popovici, Vl. şi *Berinde, V.* : Cercetări asupra geometriei ajustajelor generatoarelor de plasmă, nr. 10, p. 615—618.

Popovici, O. şi *Năstase, C.* : Calculul verangelor şi al carlingilor la navele de dimensiuni mici, nr. 4, p. 235—239.

Popovici, Vl. şi *Şontea, S.* Consideraţii privind stabilirea aliajelor AlZnMg după procedeul MIG, nr. 3, p. 157—167.

Popovici, Vl. şi *Şontea, S* : Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg prin procedeul WIG, nr. 11, p. 672—675.

Preisler, G.: Sinteza datelor experimentale obţinute prin metoda fotoelasticităţii pentru calculul teoretic al unui element de colţ — postamentul pentru separatorul de apă de santină CTB 10—1, nr. 2, p. 93—95.

Pridvornic, M. : Stadiul actual şi perspectivele fabricaţiei de maşini de presare-forjare în Republica Socialistă România, nr. 12, p. 733—735.

R

Raicu, A. : Asupra cinematicii crucii cardanice, nr. 2, p. 96—98.

Ramboltz, V. : Posibilităţi de îmbunătăţire, a caracteristicilor funcţionale ale maselor rotative, nr. 6, p. 368—372.

Ramboltz, V. şi *Beloiu, M.* : Trasarea profilului unui dinte cu aplicaţii la determinarea coeficientului de formă al roţilor dinţate, nr. 6, p. 373—376.

Rădulescu, Gh. : Influenţa flancării asupra deformaţiei dintelui şi a zgomotului la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, nr. 4, p. 239—248.

Rădulescu, Gh. : Măsurarea deformaţiei dinţilor roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, nr. 2, p. 98—106.

Rădulescu, C. : Asupra preciziei transmisiei bicardanice sincrone, nr. 12, p. 736—741.

Rădulescu, O. : Aspecte ale exploatării raţionale a maşinilor, nr. 12, p. 742—745.

Răzmeriţă, Gh. şi *Beschia, R.* : Contribuţii la studiul transportoarelor cu bandă jgheab, nr . 4, p. 195—199.

Renert, M., Muscan, A. şi *Coban, B.*: Corpuri de presiune înaltă pentru industria chimică, nr. 7—8, p. 534—540.

Romaniţă, M. : Studiul capacităţii portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică, nr. 12, p. 746—748.

Ruican, Gh. Tehnica sudării grinzilor cu inimă plină de secţiuni mari, nr. 11, p. 675—678.

Rusan, Gl. şi *Ivan, M.* : Contribuţii la prelucrarea prin vibronetezire a pieselor de turbosuflante, nr. 5, p. 308—315.

S

Sagyebo, F. şi *Ciungan, V.* : Determinarea preciziei de lucru a dispozitivelor de frezat, nr. 2, p. 107—112.

Selmereanu, H. : Comportarea la sudare a oţelurilor carbon şi slab aliate, nr. 11, p. 684—691.

Selmereanu, H. şi *Hrelescu, M.* : Cercetări privind sudarea automată a oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan, nr. 1, p. 37—43.

Seceleanu, Tr. : Utilizarea curenţilor de înaltă frecvenţă în construcţia de maşini, nr. 11, p. 679—684.

Segal, H. : Asupra forţelor dinamice din perioada de pornire a benzilor transportoare, nr. 1, p. 1—6.

Sima, P. : Contribuţii la studiul cinematicii dinamicii ambreiajului de automobil, nr. 3, p. 167—174.

Sorin M., Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta. : Protecţia zamacului cu acoperiri galvanice cupru-nichel-crom, nr. 10, p. 636—640.

Spineanu, U. : Influenţa eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare, nr. 10, p. 630—635.

Spineanu, U. : Determinarea experimentală a influenţei eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare, nr. 11, p. 691—697.

Stănescu, I. şi *Tureac, I.* : Construcţii de dispozitive agregat, nr. 3, p. 175—179.

Schenker, G. şi *Claponi, D.*: Tractoare româneşti, nr. 7—8 p. 467—472.

Ş

Şontea, S. : Metodă de determinare a fisurabilităţii la îmbinările sudate din aluminiu, nr. 12, p. 749—751.

Şontea, S. : Consideraţii asupra sudabilităţii aliajului de aluminiu indigen, tip Al Si MgMn (anticorodal) nr. 10, p. 625—629.

Şontea, S. şi *Popovici, Vl.* : Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor AlZnMg după procedeul MIG, nr. 3, p. 157—167

Şontea, S. şi *Popovici, Vl.* : Consideraţii privind sudabilitatea aliajelor de aluminiu de tip AlZnMg prin procedeul WIG, nr. 11, p. 672—675.

Şuteu, V. şi *Chiriacescu, S.* : Influenţa tehnologiei de prelucrare asupra preciziei filetelor strunjite, nr. 3, p. 135—145.

T

Tache, V., Brăgaru, A. şi *Ungureanu, I.* : Unele considerente cu privire la erorile de indexare, nr. 12, p. 752—757.

Teodorescu, Şt. : Tehnologii şi utilaje de turnătorie, nr. 7—8 p. 405—411.

Teiuşanu, I., Marinescu, I., Gherman, M. şi *Iliescu N.* : Dezvoltarea producţiei de maşini de ridicat şi transportat uzinal, activitate de cercetare şi proiectare care asigură cerinţele economiei naţionale, nr. 7—8, p. 515—522.

Terzi, P. : Asupra etanşării dintre pavilionul de aspirator şi rotorul ventilatoarelor radiale, nr. 5, p. 316—319.

Teodorescu Minodora, Lescenco Georgeta şi *Sorin, M.* : Protecţia zamacului cu acoperiri galvanice-cupru-nichel, crom, nr. 10, p. 636—640.

Tîrpe, G. şi *Ciorecan, Z.* : Asupra eficienţei cuţitelor de strung cu plăcuţe amovibile, nr. 1, p. 48—50.

Todicescu, Al.: Influenţa căldurilor specifice variabile ale fluidului asupra coeficientului de umplere al motoarelor cu ardere internă, nr. 11, p. 698—703.

Togănel, G. : Construcţii moderne în domeniul utilajului petrolier prin aplicarea extinsă a îmbinării fixe prin presare hidraulică, nr. 6, p. 390—391.

Tomuţa, Al.: Cartea tehnică în expoziţie, nr. 7—8, p. 542—543.

Tomuţa Floare Ileana şi *Ursu, N.* : O nouă metodă pentru determinarea pulsaţiilor proprii ale sistemelor vibratorii liniare cu ajutorul numerelor duale, nr. 12, p. 758—760.

Tureac, I. şi *Stănescu, I.* : Construcţii de dispozitive agregat, nr. 3, p. 175—179.

Turicu, O., Gärtler, C. şi *Anastasiu, V.* : Realizări în construcţia de utilaj petrolier pentru foraj-extracţie în Republica Socialistă România, nr. 7—8, p. 436—448.

Ţ

Ţepeluş, P.C. : Studiu privind diagrama optimă de viteze a ascensoarelor electrice, nr. 5, p. 320—327.

U

Udrea, C., Mustafa, M.R. și *Leonte, A.*: Metodologia încercărilor la frecare și uzură, nr. 3, 227—232.
Ungureanu, I., Brăgaru, A. și *Tache, V.*: Unele considerente cu privire la erorile de indexare, nr. 12, p. 752—757.
Ursu, N. și *Tomuța Floare Ileana*: O nouă metodă pentru determinarea pulsațiilor proprii ale sistemelor vibratorii liniare cu ajutorul numerelor duale, nr. 12, p. 758—760.

V

Vasilescu, Gh.: Dezvoltarea industriei constructoare de mașini-unelte din Republica Socialistă România, nr. 7—8, p. 422—434.

W

Warga, P.: Uscător pentru piese vopsite cu transportor suspendat, nr. 3, p. 180—182.
Weiss, G. și *Birt, C.*: Realizarea de piese complicate, specifice utilajului petrolier prin brazare, nr. 6, p. 388—39.

Z

Zamfirescu, I. și *Burcioiu, I.*: Realizări în domeniul tratamentelor termice, nr. 7—8, p. 413—419.

Brevete

nr. 6, p. 392.

Documentare

nr. 1, p. 53—60
nr, 2, p. 112—117
nr. 3, p. 183—188
nr. 4, p. 294—255
nr. 5, p. 328—331
nr. 6. p. 393—397
nr. 9, p. 578—581.
nr. 10, p. 641—644.
nr. 11, p. 704—707.
nr. 12, p. 761—765.

Recenzii

nr. 2, p. 117—118
nr. 5, p. 332
nr. 6, p. 397—398
nr. 9, p. 581.
nr. 12, p. 765—766.

Cronică

nr. 1, p. 50—52
nr. 2, p. 118—119
nr. 3, p. 188—189.
nr. 5, p. 333
nr. 6, p. 398—401
nr. 9, p. 582—587.
nr, 10, p. 645—646.

Revista Revistelor

nr. 2, p. 119
nr. 4, p. 256—257
nr. 10, p. 645
nr. 12, p. 766—768.

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAȚIEI

Raționalizează producția, contribuie la creșterea productivității și micșorează costurile de fabricație.

Confecționează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe și ușor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor și pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de așteptare și timpi morți în ateliere.

Creează condițiile pentru introducerea unei planificări raționale în ateliere, pentru încărcarea justă a mașinilor și pentru combaterea rebuturilor.

În combinație cu fișe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe țări.

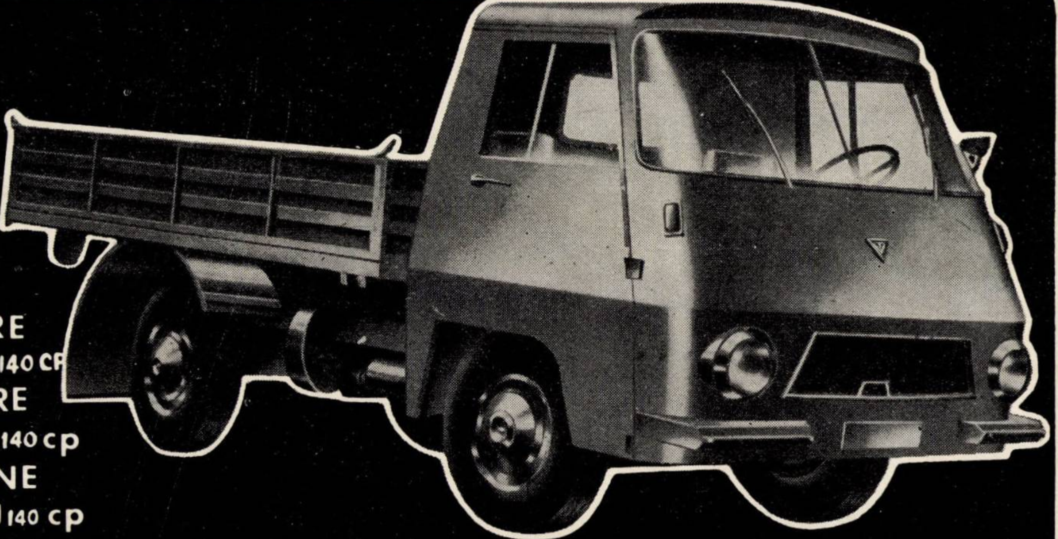
Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricației.

Rugăm cereți prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG
ORGANISATIONS-MITTEL GmbH
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

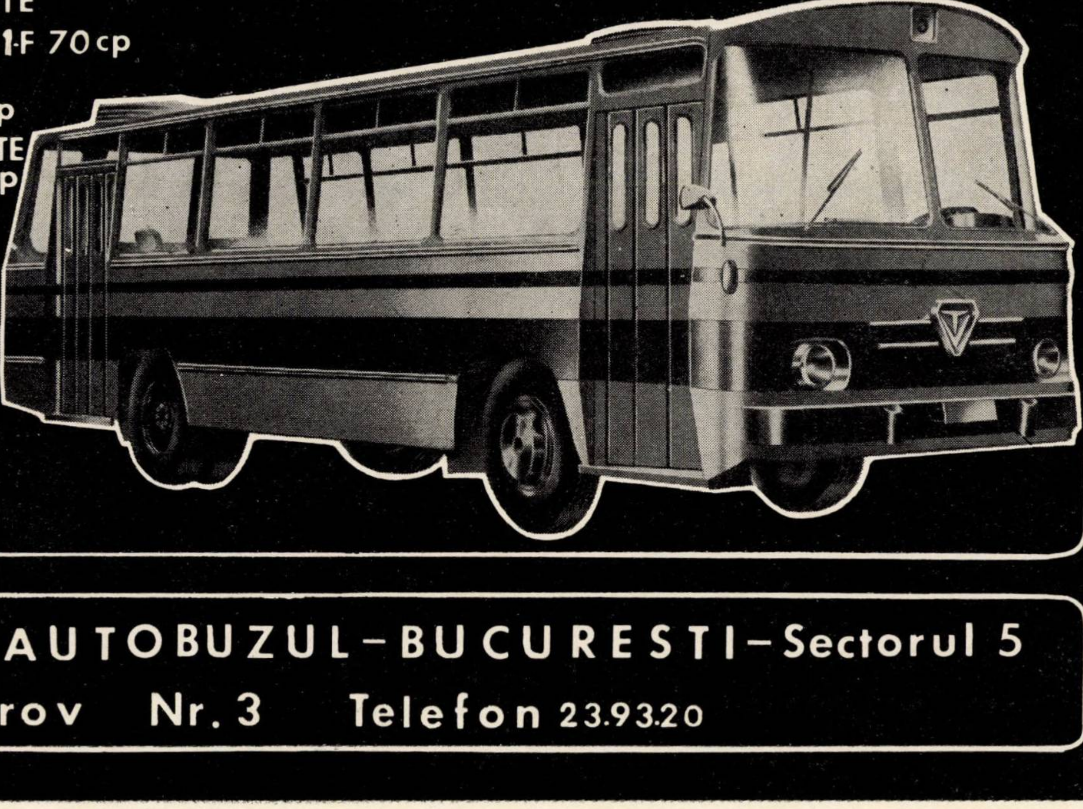
PUBLICOM

uzina autobuzul bucuresti



produce:

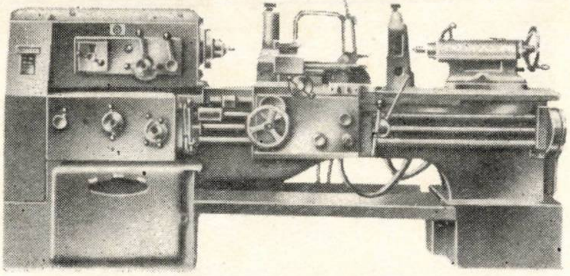
AUTOBUZE RUTIERE
TV-71-R 140 cp
AUTOBUZE RUTIERE
TV-20-R 140 cp
AUTOBUZE URBANE
TV-20-U 140 cp
TROLEIBUZE
TV-20-E 75 kw
TROLEIBUZE ARTICULATE
TV-2-EA 130 kw
MICROBUZE
TV-41-M 70 cp
AUTOFURGONETE
TV-41-F 70 cp
AUTOSANITARE
TV-41S 70 cp
AUTOCAMIONETE
TV41C 70 cp



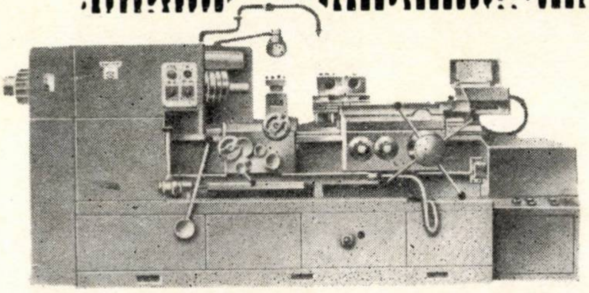
UZINA AUTOBUZUL – BUCURESTI – Sectorul 5
Str. Ostrov Nr. 3 Telefon 23.93.20

CALITATE
= PRECIZIE
PRODUCTIVITATE

UZINA STRUNGUL ARAD



SN 400



SRV 40

Lunga experiență a uzinei noastre în construcția de strunguri a permis să punem la dispoziția beneficiarilor noștri o gamă largă de strunguri paralele și strunguri revolver.

DIN PROGRAMUL NOSTRU DE FABRICAȚIE

STRUNGURI PARALELE

SN-250	∅ max.	= 250	mm
SN-320	,,	= 320	,,
SN-400	,,	= 400	,,
SNA-500	,,	= 500	,,
SN-630	,,	= 630	,,
SN-800	,,	= 800	,,

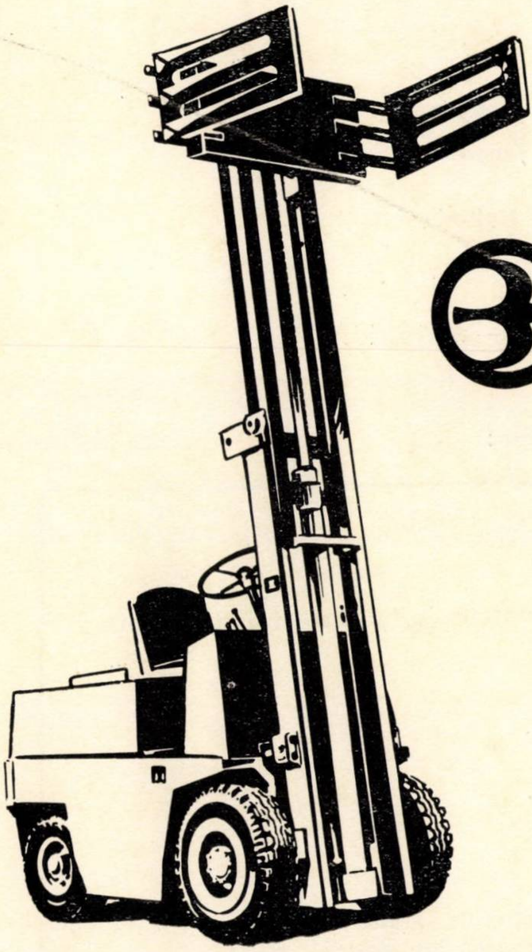
STRUNGURI REVOLVER

SRO-25	∅ max. din bară	= 25	mm
SRO-40	,, ,, ,,	= 40	,,
SRO-25	,, ,, ,,	= 25	,,
SRV-40	,, ,, ,,	= 40	,,

Cifre care vorbesc:

- 25 000 buc. strunguri livrate în 20 de ani;
- 40 de țări care cumpără produsele noastre.

ROMANIA ARAD Str Artileriei Nr 1 Telef 2440 Telex 21



TRANSPORTOARE ELECTRICE

Elevatoare cu înălţime mare de ridicare oferă

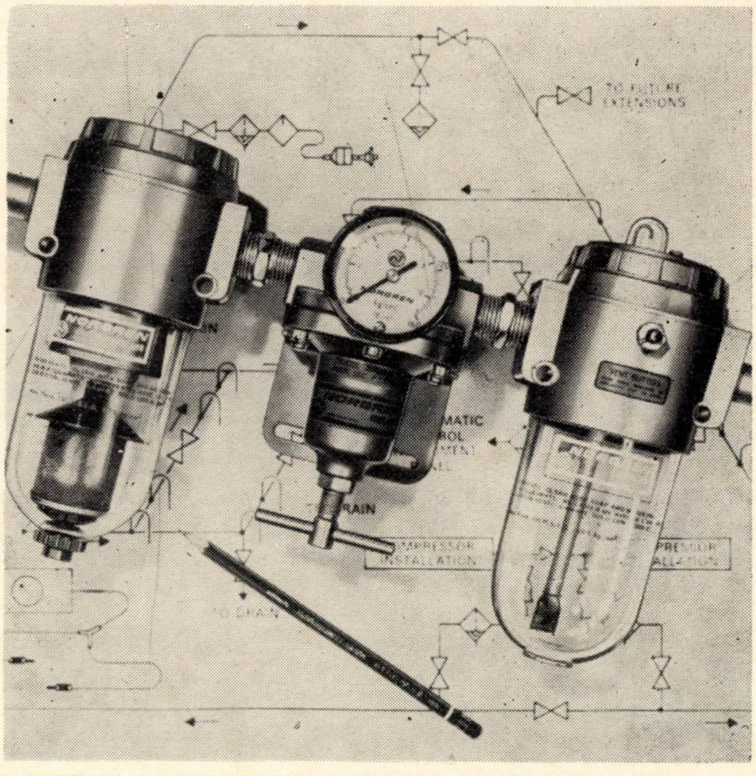
балканкар

CU PATRU PUNCTE DE CONTACT capacitate nominală de la 1 000 la 5 000 kg
CU TREI PUNCTE DE CONTACT capacitate nominală de la 630 la 1 250 kg
CU CATARG RETRACTABIL capacitate nominală pînă la 1 000 kg
CU PRIZA LATERALĂ SIMPLĂ capacitate nominală pînă la 2 000 kg
CU CONDUCĂTOR MERGÎND PE JOS capacitate nominală pînă la 1 000 kg

Pentru elevatoarele universale cu înălţime mare de ridicare BALKANCAR livrează o serie de racorduri amovibile pentru manipularea a tot felul de încărcături

Informaţii detaliate şi oferte:
BALKANCARIMPEX Sofia — Bulgaria

PUBLICOM



NORGREN

ECHIPAMENT
PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune şi lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) şi 2″ (circa 50 mm).

C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.

Exportator exclusiv

Companie de Comerț Exterior

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia poștală : 825
Telefon : 513—401
Telescriptor : 31—416
Telegrame : CENTROZAP — Katowice

Ansamblul livrărilor noastre cuprinde :

— ciclul complet al unui proiect (principii, anteproiect, proiect tehnic, dosarul execuției) privind :

  — echipamentul tehnologic
  — documentația referitoare la construcție
  — instalațiile energetice
  — desprăfuirea și ventilația

— livrarea echipamentului

— asamblarea completă a mașinilor, echipamentelor și instalațiilor, realizată fie de către echipele noastre, fie sub supravegherea experților noștri

— instruirea personalului clientului

— serviciul tehnic complet în timpul și după perioada de garanție

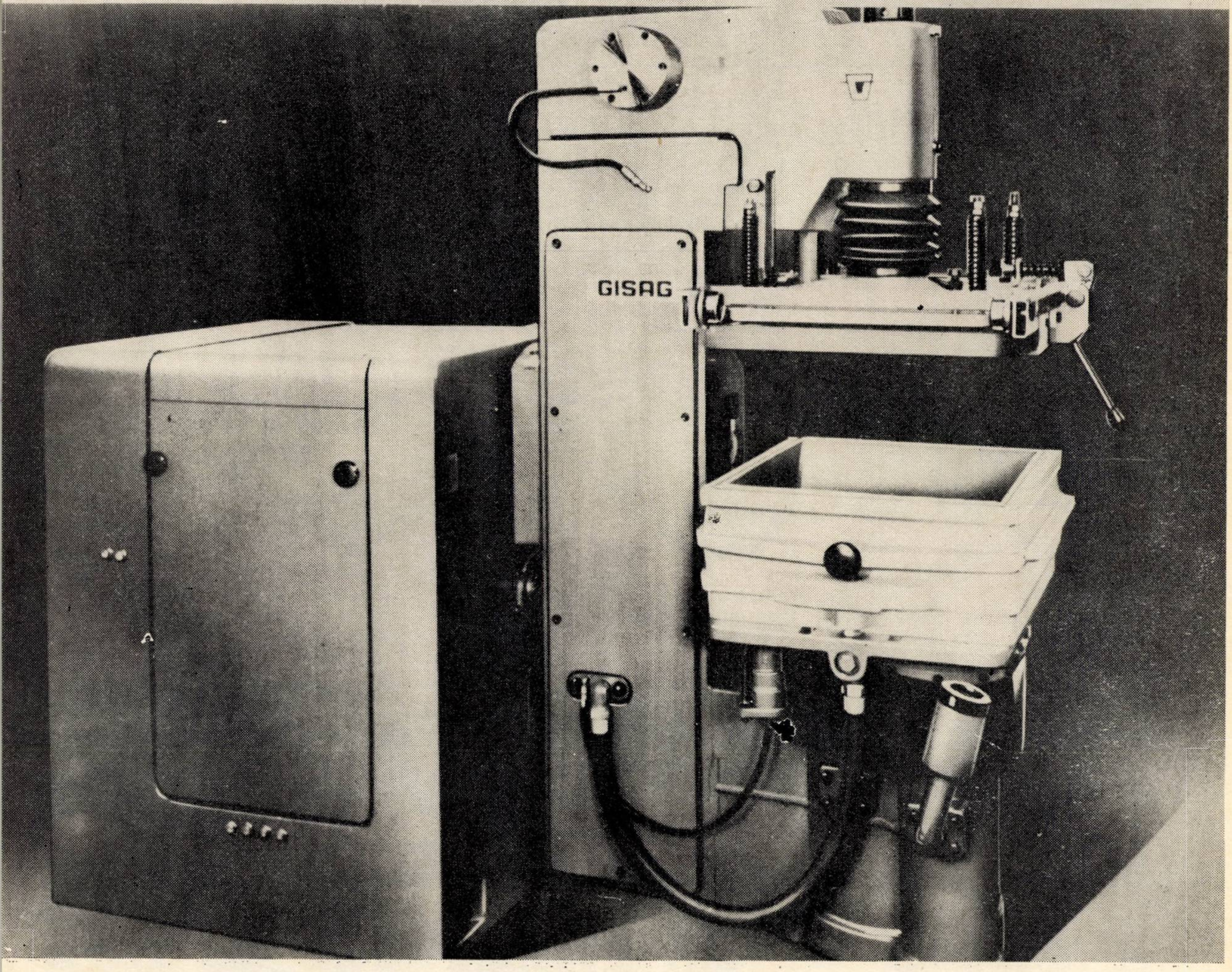
— executarea, la cerere, a oricăror lucrări de construcție și de asamblare, construirea de hale de producție și alte clădiri, turnătoria fiind inclusă.

Mașini și instalații de turnătorie :

— Uscătoare și mașini frigorifice prevăzute cu fluidizație
— Amestecători pentru amestecul de turnare și pentru miezuri
— Mașini de turnat cu scuturători și cu presiune
— Mașini de turnat prin jet al nisipului
— Cubilouri cu vînt cald
— Grile vibratoare
— Mașini de curățat prin jet și cu apă
— Cuptoare pentru tratament termic
— Mașini pentru diverse manipulări

Publicom

GISAG



În afară de acestea, mai livrăm:

- Maşini de format şi de presat Rüttel foromat
- Maşini de format şi de îndoit retropres
- Automate de formare şi de presare MULTOMATIC de înaltă presiune cu una sau mai multe staţii
- Instalaţii de formare cu o mecanizare foarte avansată precum şi instalaţii complet automatizate.

Calitatea şi puterea sînt hotărîtoare

Maşina Rüttel de format şi de presat cu batiu rabatabil FRPGA, maşină de format reversibilă de mare putere
Indicator aparent
Compresarea formelor cu ajutorul „preselor Rüttel" în timpul procesului de îndoire

Informaţii în România
BÜRO INVEST EXPORT
la agenţia DDR în RSR
Bucureşti – România
Calea Dorobanţilor, 14

VEB–GISAG
Combinat pentru echipament de turnătorie şi pentru procedee de turnătorie
DDR-7034 Leipzig, Gerhardt-Ellrodt-Strasse

Publicom

XX
DDR

INVEST EXPORT

Serviciul pentru comerţul exterior Republica Democrată Germană DDR–108 Berlin,
Taubenstrasse 7–9 Telegrame: DIAINVESTA Telex: 0112695 diai dd

L$_K$ = Tehnica aerării şi frigului satisface cele mai mari exigenţe

Acest depozit frigorific, cu un singur nivel, din Kairo,

XX

DDR

împreună cu instalaţia lui frigorifică, şi-a dovedit eficacitatea în aceeaşi măsură ca şi celelalte 17 depozite frigorifice pe care noi le-am proiectat în ultimul timp în colaborare cu specialiştii egipteni pentru condiţiile locale şi le-am montat în Republica Arabă Unită.

Din motive bine întemeiate, experţii de pe malul Nilului au ales oferta noastră, deoarece noi livrăm de mai bine de o jumătate de secol, instalaţii frigorifice de mare capacitate economică, în toate ţările din lume. Astfel, de exemplu, una dintre cele mai importante instalaţii frigorifice din Asia, cu care a fost dotat recent cel mai mare combinat de prelucrare a cărnii din R. P. Mongolă, provine tot de la firma noastră, întocmai ca şi instalaţiile frigorifice ale depozitelor cu unul sau mai multe niveluri, construite în ultimul timp în multe ţări ale Europei şi peste ocean.

Solicitaţi-ne informaţii detaliate.

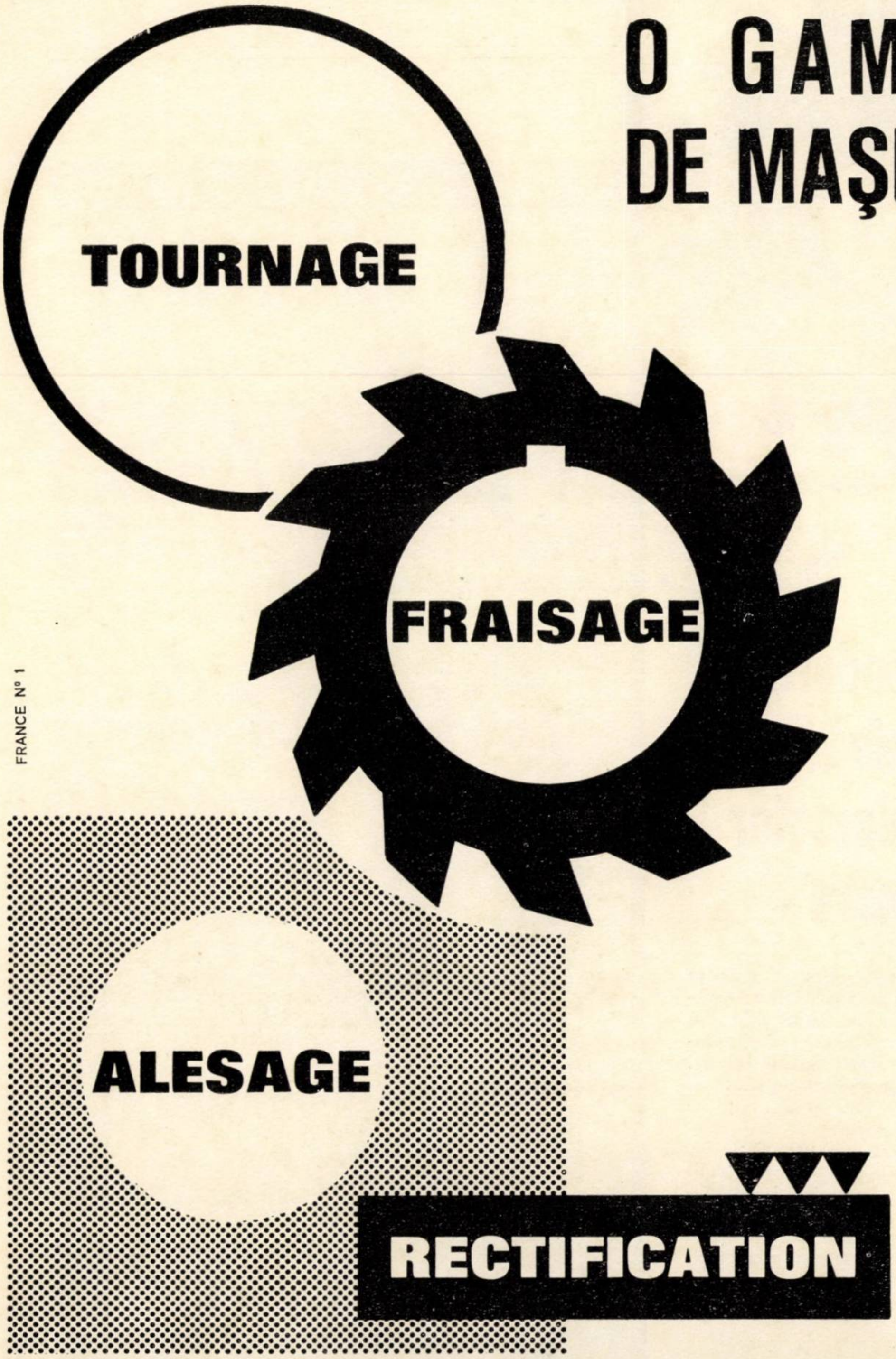
Noi putem prelua sarcinile Dv., experţii noştri elaborează soluţii optimale şi în felul acesta puteţi obţine ceea ce vă interesează: instalaţii pentru depozite frigorifice şi refrigerente.

Vă rugăm să ne scrieţi.

Informaţii puteţi obţine şi prin:
Ambasada R.D.G. din R.S. România
H P A T K B TC, Dl Kontek
Bucureşti — Drumul Taberei,
Str. Compozitorilor 30, scara

VEB Maschinenfabrik Halle
D.D.R. 402 Halle/Saale
Leninallee, 72
Republica Democrată Germană

Exportator:
TECHNOCOMMERZ GmbH
D.D.R. 108 Berlin
Mittelstrasse, 25
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ



O GAMĂ UNICĂ
DE MAŞINI-UNELTE
ADAPTATE
PENTRU
NEVOILE
DVS.

Strunguri paralele cu comandă manuală sau ciclice
Strunguri cu copiere automată
Strunguri automate cu turelă
Strunguri semiautomate cu turelă
Strunguri verticale
Strunguri frontale
Strunguri cu cilindri
Freze
Freze-alezoare
Raboteze
Rectificatoare plane
Maşini de filetat

H. ERNAULT-SOMUA

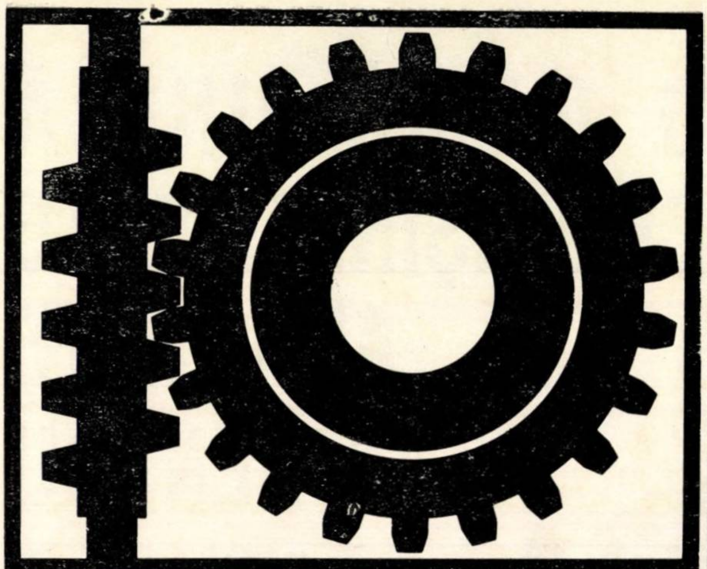
7 USINES

CHOLET (Maine-et-Loire)
LISIEUX (Calvados)
MONTZERON (Côte-d'or)
MOULINS (Allier)
PARIS (Seine)
St-DENIS (Seine)
St-ETIENNE (Loire)

Service Commercial de Vente :

AFMO ASSOCIATION FRANÇAISE DE CONSTRUCTEURS DE MACHINES-OUTILS
63, rue La Boëtie PARIS Tél.: 359.30-40 Télex : AFCMO 65132

PUBLICOM



1970 MAR 5

Angrenaje moderne pentru rezolvarea tuturor problemelor de antrenare

Indiferent de problemele de antrenare care se ivesc în industrie, în construcţia de nave sau autovehicule, construcţia experimentală de angrenaje din Republica Democrată Germană vă poate oferi soluţii corespunzătoare la cel mai înalt nivel tehnic.
Prin tehnica modernă de angrenaje, noi înţelegem :
— eficienţă înaltă şi durată lungă de exploatare ;
— randament optim la gabarit mic ;
— nivel redus de zgomot şi întreţinere uşoară ;
— siguranţă de exploatare îndelungată datorită calităţii superioare. Acestea sînt caracteristici avantajoase apreciate de un larg cerc de beneficiari din întreaga lume. Vă oferim şi dv. experienţa noastră îndelungată şi cercetarea modernă, în vederea rezolvării cu succes a tuturor problemelor de antrenare. Ne puteţi consulta fără a vă angaja.

INVEST EXPORT

Serviciul pentru comerţul exterior Republica
Democrată Germană DDR—108 Berlin, Taubenstrasse 7—9
Telegrame: DIAINVESTA Telex: 0112695 diai dd.

Informaţii în România
puteţi obţine prin :

Biroul Invest Export
Ambasada R.D.G. din
Republica Socialistă România
Bucureşti
Calea Dorobanţilor nr. 14

PUBLICOM

Abonaţi-vă la revistele:

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

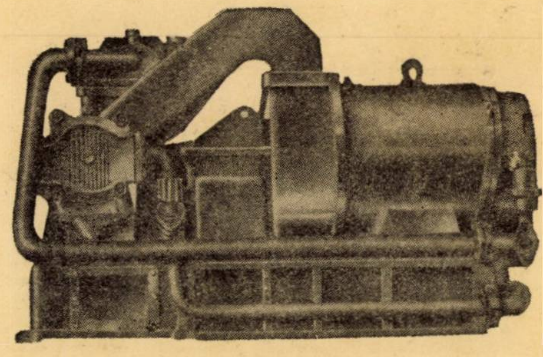
ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ŞI ELECTRONICA

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE
Timpuri Noi

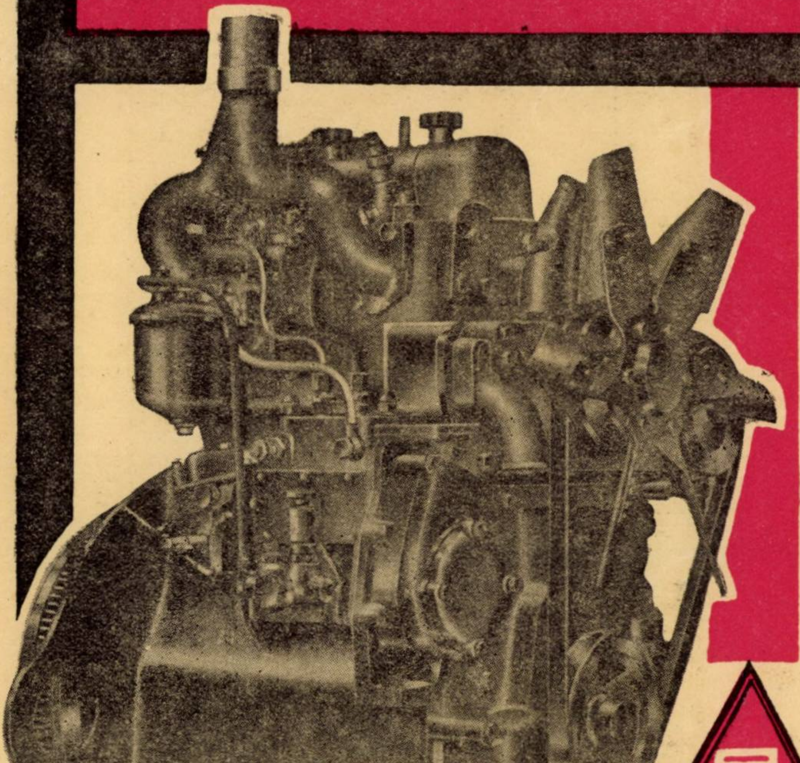
BUCUREȘTI

execută și livrează în țară și străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min și presiuni de 4—14 kgf/cm² pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motoare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER : unități de pompare de 1,5 ; 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na—cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 — 12
București Tel. 31.51.02